

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Souprava pro podporu chůze

Assembly for Walking Support

Student:

Bc. Václav Kaňok

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jíří Fries, Ph.D.

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Václav Kaňok**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**  
Specializace: **70 Zemní, těžební a stavební stroje**  
Téma: **Souprava pro podporu chůze  
Assembly for Walking Support**

### Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce zpracujte stručnou rešerši dané problematiky. Souprava pro podporu chůze je podpůrné zařízení, které je určeno ke snížení energetické náročnosti při chůzi osob v dovrchních důlních dílech a to pomocí tahu konopného lana, kterého se kráčející osoba uchopí a umožní tak přenést složku své hmotnosti při chůzi v úklonném díle na tažné lano. Souprava sestává z pohonné, vratné a napínací stanice, kladkových baterií, lana a příslušenství. Proveďte potřebné pevnostní a případně také kinematické výpočty. Konstrukční řešení podložte technickou dokumentací v požadovaném rozsahu. Bližší specifikace provozních podmínek a dalších relevantních parametrů určí zadavatel – KOEXPRO OSTRAVA, akciová společnost.

### Seznam doporučené odborné literatury:

ZAJAC, O. at al. *Hlbinné dobývacie stroje a dopravné zariadenia*. Vydavateľ. ALFA, Bratislava. 1991. 428 s. ISBN-80-05-00713-2  
JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.  
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.  
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.

Odborná literatura včetně norem a vyhlášek.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013  
Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....

.....

podpis

Václav Kaňok

Nám. Jana Nerudy 611

Ostrava-Poruba

708 00

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

KAŇOK, V. *Souprava pro podporu chůze: Diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2014, 61 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem zařízení pro podporu chůze v důlním prostředí. V úvodu provedu seznámení se stavem přepravy osob v dolech v České republice i v zahraničí. Dále popíši různé způsoby dopravy osob v úklonných trasách v podzemí s bližším zaměřením na zařízení podpory chůze. V další části je řešen výpočet dopravního výkonu, obvodové síly na kotouči a potřebného výkonu elektromotoru. Tyto parametry jsou počítány jak dle normy ISO, tak graficko-početní metodou. Následuje návrh poháněcí a vratné stanice, kde zkontroluji hřídel a navrhnu ložiska. Výkresy všech navržených částí jsou doloženy v příloze diplomové práce.

## **ANNOTATION OF MASTER THESIS**

KAŇOK, V. *Assembly for Walking Support: Master Thesis*. Ostrava: VŠB –Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2014, 61 p. Thesis head: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

This master's thesis describes the design of device to assembly for walking support in mines. In the introduction is made familiarization with the situation of passenger transport in mines in the Czech Republic and abroad. I'll also describe various forms of transport on routes in the underground with a closer focus on assembly for walking support. The next part is the calculation of transport performance, circuit forces on the disc and required engine output. These parameters are calculated per ISO and graphical-numerical method. The following is driving and return stations design where I am checking shaft, its connection with wheel and designed bearings. Drawings of the proposed sections are illustrated in Annex thesis.

## Obsah

Seznam použitých značek a symbolů .....	7
1 Úvod .....	11
1.1 Cíl práce.....	11
2 Současný stav .....	12
2.1 Současný stav v dopravě osob v zahraničí .....	13
2.2 Druhy zařízení pro dopravu osob v úklonných trasách v podzemí .....	14
2.3 Zařízení pro podporu chůze .....	20
3 Funkční výpočet podpory chůze .....	22
3.1 Výpočet dopravního výkonu .....	22
3.2 Obvodová síla na poháněcím kotouči .....	22
3.3 Potřebný výkon pohonu .....	27
3.4 Výpočet odbíhající síly .....	27
4 Výpočet graficko-početní metodou .....	28
4.1 Výpočet tahů v laně.....	28
4.2 Výpočet obvodové síly .....	29
4.3 Výpočet odbíhající síly.....	29
4.4 Kontrola lana .....	31
4.5 Potřebný výkon pohonu.....	31
4.6 Porovnání obou metod .....	31
5 Návrh poháněcí stanice.....	32
5.1 Volba pohonu.....	32
5.2 Návrh převodovky .....	40
5.3 Návrh hřídele.....	42
5.4 Návrh a výpočet valivých ložisek.....	50
6 Návrh vratné stanice .....	56
7 Závěr.....	58
8 Použité zdroje: .....	59
9 Seznam příloh.....	61

## Seznam použitých značek a symbolů

$C$	Součinitel vedlejších odporů	[-]
$C_l$	Únosnost ložiska	[kN]
$d$	Průměr lana	[mm]
$D_k$	Průměr kotouče minimální	[m]
$D_{ksk}$	Průměr kotouče skutečný	[m]
$f$	Globální součinitel tření	[-]
$F$	Obvodová síla	[N]
$F_1$	Síla potřebná pro překonání pohybových odporů	[N]
$F_2$	Síla potřebná k překonání dopravní výšky	[N]
$F_a$	Axiální síla	[N]
$F_k$	Odpor kotouče	[N]
$F_n$	Nabíhající síla	[N]
$F_o$	Odbíhající síla	[N]
$F_{oh}$	Ohybová síla	[N]
$F_r$	Radiální síla	[N]
$F_z$	Napínací síla	[N]
$H$	Překonávané převýšení	[m]
$i_p$	Převodový poměr teoretický	[-]
$i_{psk}$	Převodový poměr skutečný	[-]
$J_k$	Moment setrvačnosti kladky	[kg·m <sup>2</sup> ]
$J_m$	Moment setrvačnosti motoru	[kg·m <sup>2</sup> ]
$J_p$	Moment setrvačnosti převodovky	[kg·m <sup>2</sup> ]
$k_b$	Koeficient bezpečnosti	[-]
$k_d$	Koeficient dynamické bezpečnosti	[-]

$k_s$	Koeficient statické bezpečnosti	[-]
$L$	Délka trasy	[m]
$L_0$	Přídavná délka	[m]
$L_{10}$	Základní trvanlivost ložiska	[ot·10 <sup>6</sup> ]
$L_{10h}$	Základní trvanlivost ložiska v hodinách	[hod]
$L_{max}$	Maximální délka trasy	[m]
$M_{2max}$	Maximální moment na výstupu převodovky	[Nm]
$m_{\text{čl}}$	Průměrná hmotnost dopravované osoby	[kg]
$M_d$	Moment potřebný k urychlení všech posuvných i rotačních hmot	[Nm]
$M_{kk}$	Skutečný kroutící moment na hřídeli	[Nm]
$m_l$	Hmotnost lana	[kg]
$m_m$	Hmotnost motoru	[kg]
$M_m$	Jmenovitý moment motoru	[Nm]
$M_o$	Ohybový moment	[Nm]
$m_{os}$	Průměrná hmotnost dopravované osoby s výstrojí	[kg]
$M_r$	Kroutící moment na hřídeli motoru při rozběhu	[Nm]
$M_s$	Kroutící moment na hřídeli motoru při ustáleném chodu	[Nm]
$m_v$	Měrná hmotnost rotujících částí vodících baterií	[kg]
$m_{vh}$	Hmotnost rotujících částí 1 kladky horní větve	[kg]
$m_{vs}$	Hmotnost rotujících částí 1 kladky spodní větve	[kg]
$m_{vy}$	Hmotnost výstroje	[kg]
$m_z$	Hmotnost napínacího závaží	[kg]
$M_z$	Rozběhový moment motoru	[Nm]
$n_2$	Výstupní otáčky převodovky	[min <sup>-1</sup> ]
$n_e$	Počet elektromotorů	[-]



$n_k$	Otáčky kotouče	$[\text{min}^{-1}]$
$n_m$	Otáčky motoru	$[\text{min}^{-1}]$
$n_{vh}$	Počet kladek horní větve	$[-]$
$n_{vs}$	Počet kladek spodní větve	$[-]$
$p$	Exponent rovnice trvanlivosti	$[-]$
$P$	Potřebný výkon motoru	$[\text{kW}]$
$P_{1\max}$	Maximální výkon který může převodovka přenášet	$[\text{kW}]$
$P_l$	Ekvivalentní zatížení	$[\text{N}]$
$P_m$	Výkon motoru	$[\text{kW}]$
$Q$	Dopravní výkon	$[\text{os} \cdot \text{hod}^{-1}]$
$q$	Měrná hmotnost dopravovaných osob	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$
$Re$	Mez kluzu	$[\text{MPa}]$
$t_1$	Rozteč podpěr horní větve	$[\text{m}]$
$t_2$	Rozteč podpěr spodní větve	$[\text{m}]$
$T_{\min}$	Minimální tah pro nepřekročení maximálního průvěsu	$[\text{N}]$
$T_n$	Tah v bodě n	$[\text{N}]$
$t_r$	Doba rozběhu zařízení	$[\text{s}]$
$v$	Dopravní rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$w$	Měrný odpor	$[-]$
$W_k$	Modul průřezu pro krut	$[\text{mm}^3]$
$W_o$	Modul průřezu pro ohyb	$[\text{mm}^3]$
$y_{\max}$	Maximální dovolený průvěs lana	$[\text{m}]$
$z$	Minimální interval osob	$[\text{m}]$
$\alpha_g$	Úhel opásání	$[\text{rad}]$
$\alpha_{\max}$	Maximální úhel sklonu trasy	$[\text{°}]$

$\varepsilon_{\sigma}$	Součinitel jakosti povrchu	[-]
$\eta_{\sigma}$	Součinitel velikosti součásti	[-]
$\sigma_o$	Ohybové napětí	[MPa]
$\beta_{\sigma o}$	Vrubový součinitel v ohybu	[-]
$\eta$	Účinnost poháněcí stanice	[-]
$\eta_p$	Účinnost převodovky	[-]
$\mu$	Součinitel tření	[-]
$\tau$	Napětí vyvozené krutem	[MPa]

# 1 Úvod

V současné době je spousta možností, jak v důlním prostředí urychlit přesun osob. Některé mohou být, ať už na provoz, nebo na výstavbu zbytečně drahé, zabírat hodně prostoru, nebo být jiným způsobem neefektivní. Proto je pro daný prostor třeba navrhnout zařízení podpory chůze, které v už tak omezeném prostoru, jako jsou důlní chodby, nebude zabírat příliš mnoho místa, bude bezpečné, levné a nenáročné na údržbu.

## 1.1 Cíl práce

Cílem této práce bude provést rešerši dané problematiky, zjistit, jaké jsou možnosti při přepravě osob v dolech a blíže popsat celé zařízení pro podporu chůze. V další části provést návrhy částí zařízení. U poháněcí stanice zvolím její vhodný pohon, u kterého zkontroluji dostatečný výkon pro provoz zařízení a zvolím převodovku, která zajistí svým převodovým poměrem předepsanou dopravní rychlost. Všechny tyto součásti budou pracovat v prostředí hlubinných dolů, a proto bude potřeba, aby splňovaly podmínky nevýbušnosti a byly opatřeny patřičnými certifikáty ATEX. Dále provést návrh a případnou kontrolu tažného prvku, vratné stanice a vodících baterií, vše podložit výpočty a zpracovat výkresovou dokumentaci.

## 2 Současný stav

V současné době je spousta možností, jak v důlním prostředí urychlit přesun osob. Některé mohou být ať už na provoz nebo na výstavbu zbytečně drahé, zabírat hodně prostoru nebo být jiným způsobem neefektivní.

Nejrozšířenějším systémem dopravy osob v dole je, a rovněž v minulosti byla, lokomotivní kolejová doprava ve speciálních vozech pro dopravu osob. Ta je ovšem určena pro vodorovné dopravní trasy, v úklonných trasách je pak v současné době nejrozšířenější doprava pásovými vleky a zařízení pro podporu chůze. Doprava po pásových dopravnících, v minulosti hojně využívaná, je zastoupena jedním dopravníkem na Dole Paskov a třemi, v současné době provozovanými, dopravníky na Dole Darkov.

Pomineme-li Důl Kohinoor v Dolním Jiřetíně, Důl Rožná v Dolní Rožince a Důl Mír v Mikulčicích, kde jediné posledně jmenovaný má realizovanou dopravu osob po závěsné dráze, patří do této kategorie jen 5 dolů OKD a.s. Ostrava. Nejrozšířenější je lokomotivní kolejová doprava, která je ovšem určena jen pro vodorovné dopravní cesty, to je pro dopravní cesty s úklonem do  $35 \text{ mm.m}^{-1}$  (cca  $2^\circ$ ). Ekonomicky je výrazně náročnější doprava v úklonu, kde je v současné době nejrozšířenější doprava pásovými vleky a využívání zařízení pro podporu chůze. To v pravém slova smyslu osoby nepřeváží, ale výrazně ulehčuje chůzi. V minulosti se v OKD a.s. používala i doprava osob visutou lanovou dráhou a je důvodný předpoklad jejího dalšího využívání. Obdobně se předpokládá doprava osob po pozemních drahách s ozubnicí, zatím využívaných jen pro dopravu zvláštních (nadměrně hmotných, nadměrně rozměrných a neskladných) břemen.

**Tabulka 2.1 - Přehled potřeb dopravy osob v podzemí OKD[10]**

Důlní podnik	Rok					
	2007	2008	2009	2010	2011	2012
Důl ČSA záv. J-K	485	380	310	360	260	160
Důl ČSA záv. Doub.	570	510	480	400	370	400
		Ø 575	Ø 662	Ø 575	Ø 662	Ø 387
Důl ČSM záv. S+J	875	350/800	525/800	350/800	525/800	175/600
		Ø 600	Ø 700	Ø 700	Ø 700	Ø 400
Důl Darkov	450	500/700	600/800	600/800	600/800	300/500
		Ø 600	Ø 510	Ø 510	Ø 525	
Důl Paskov	480	500/700	420/600	420/600	450/600	450
<b>Celkem</b>	<b>2860</b>	<b>2665</b>	<b>2662</b>	<b>2545</b>	<b>2517</b>	<b>1797</b>

## 2.1 Současný stav v dopravě osob v zahraničí

V podstatě všichni pracovníci v podzemí německých dolů jsou dopravováni strojně. Velký důraz je zejména kladen na zvýšení bezpečnosti při strojní dopravě osob ve srovnání s chůzí (cca 20% všech úrazů v dole). Nejvíce je rozšířena doprava po pásových dopravnících a to po horní i spodní větvi pásu. Pro dopravu osob se využívá asi 60 % z celkové instalované délky pásových dopravníků, která činí 600 km. Ročně se vybavuje 40-50 dopravníků zařízením pro dopravu osob, s klesající tendencí počtu.

Doprava osob je tradičně realizována při rychlosti  $2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , v posledních deseti letech i při rychlostech do  $3,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . To souvisí s nárůstem těžeb z porubů a s nutností dopravovat po pásích větší množství materiálu. Řešením je zvětšení šířky pásu, nebo zvýšení jeho rychlosti. Šířka pásu nad 1400 mm je jen výjimečná, tudíž se většinou zvýšila jeho rychlost. Doprava osob se realizuje i na uhlí.

Minimálně se využívá doprava osob po závěsné dráze (ta je plně využívána pro dopravu materiálu a strojních celků) a v Sársku, kde se závěsná dráha nepoužívá, po speciální pozemní dráze. Pro dopravu osob v polských hlubinných dolech jsou používány různé systémy a řešení, závislé na hornicko-geologických podmínkách, stavu důlních děl, finanční situaci dolu a zvyklostech pracovníků dolu. Po hlavních horizontálních překopech jsou osoby dopravovány po důlních kolejových tratích většinou trolejovými lokomotivami.

*V britských dolech využívají 2/3 řádících dostupné systémy pro dopravu osob. Na dlouhé vzdálenosti po hlavních překopech se používá lokomotivní doprava akumulátorovými nebo motorovými lokomotivami až k výstupní stanici situované v blízkosti pracovišť. Z těchto stanic se osoby dopravují sběrnými i úsekovými dopravníky až na pracoviště. V těchto případech se používá doprava na horní i spodní větev dopravníku a to i na těživu. Některé dopravníky jsou určeny jen pro dopravu osob, ale většinou se jedná o dopravníky pro dopravu uhlí, upravené i pro dopravu osob.*

*Doprava osob v zemích bývalého Sdružení nezávislých států (SNS) a především v Ruské Federaci, je zajišťována po pásových dopravnících, na závěsné dráze se závěsnou motorovou lokomotivou jako tažným prostředkem, visutými lanovými dráhami, kolejovou lokomotivní dopravou a po speciálních pozemních ozubnicových drahách.*

*Ve Slovinsku je v současné době provozován jediný důl – Velenje – s těžbou lignitu z hloubky cca 400 m. Hlavní přístupová důlní díla jsou vybavena zařízením pro dopravu osob a to obousměrnou kontinuální lanovou drahou s odnímatelnými sedačkami.*

*Provoz lanových drah je samoobslužný a je využíván veškerým osazenstvem dolu. Toto dopravní zařízení umožňuje dopravu osob na větší vzdálenosti až do úklonu 18° při přepravní rychlosti  $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . [10]*

Ze získaných poznatků s dopravou osob na zahraničních dolech můžu říci, že nejrozšířenějším systémem pro dopravu osob v zahraničí je doprava po pásových dopravnících. Tabulka č. 2.2 mi pak nabídne srovnání hlavních parametrů této dopravy v jednotlivých zemích.

**Tabulka 2.2 - Hlavní parametry dopravy osob po pásových dopravnících [10]**

Parametr	Německo	Polsko	Velká Británie	SNS	ČR	ČR úprava 22/89
Max. rychlost [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]	2,5/3,2	2,5	3,0 <sup>1)</sup>	3,15	2,1	2,5
Min. šířka pásu [mm]	800/1100	1000	750	1000/800 <sup>2)</sup>	800	1200
Max. úklon dopravníků [°]	12	+18; -12	11,3/14 <sup>3)</sup>	18	není stanovena	
Doprava současně s těžbou	ano	ano <sup>4)</sup>	ano	ano	ne	ne
Doprava v obou větvích	ano	ano	ano	ano	ne	ne
Max. výška dopravní větve [m]	není stanovena	není stanovena	není stanovena	2,5	1,4	1,4
Volná výška nad dopravním pásem [mm]	800/1000	1000	900	800	800	800
Pozn. <sup>1)</sup> na výjimku až $3.3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ <sup>2)</sup> 800 mm pro úklon do 10° <sup>3)</sup> 14° pro dopravu bez těživa <sup>4)</sup> za podmínek určených v závodním dolu						

## 2.2 Druhy zařízení pro dopravu osob v úklonných trasách v podzemí

Ve smyslu odst. 1 § 294 vyhlášky jsou za úklonné dopravní cesty považovány dopravní cesty s úklonem větším než  $35 \text{ mm} \cdot \text{m}^{-1}$ , to je od 2° až do úklonu 45° včetně. Prakticky je horní hranice limitována v důlních dílech s dopravou pásovými dopravníky úklonem 18° a v ostatních důlních dílech úklonem 30°. Pro dopravu osob v těchto úklonech přichází v úvahu doprava osob po pásových dopravnících, pásovým vlekem, visutou lanovou dráhou, pozemní dráhou s ozubnicí, zařízením pro podporu chůze, či po závěsné dráze. Pro porovnání s ostatními systémy dopravy osob v úklonných trasách bude v této kapitole brána v úvahu i závěsná doprava osob.

**Doprava po pásových dopravnících** (obrázek č. 2.1) využívá dopravníky používané pro dopravu těživa. Tím je také determinován přípustný úklon ( $+18^\circ$ ,  $-12^\circ$ ) i délka přepravy. Tato doprava je plynulá, z čehož pramení velký přepravní výkon, zejména při rychlosti dopravy  $2,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , a je tedy vhodná pro hromadnou přepravu. Nevýhodou současného stavu české legislativy, kdy je při přepravě hmot přeprava osob zakázána (odst. 6 § 322 vyhlášky), je nutnost vymezení časového úseku v každé směně vyhrazenému jen pro přepravu osob. V tomto časovém úseku musí být doprava těživa přerušena, navíc není umožněna ani individuální přeprava osob v průběhu směny na dopravnících. To může vést k potenciálnímu nebezpečí nelegálních jízd pracovníků po těchto dopravnících, čemuž prakticky nelze zabránit. Nevýhodou současné realizace této dopravy je její jednosměrnost.



**Obrázek 2.1 - Doprava osob na pásovém dopravníku[12]**

Nebezpečí zneužití pásových dopravníků k nelegální jízdě je možno snížit stanovením podmínek, za kterých bude doprava na těživu bezpečná a proškolením maximálního počtu důlních pracovníků, včetně absolvování zkušební jízdy. Jiná, zatím pravděpodobně nereálná možnost, je vybavení všech důlních pracovníků bezdotykovými čidly, která se používají v německých dolech. Pak by mohly být na dopravnících instalovány snímače, které by při průjezdu takto vybavené osoby dopravník zastavily.

**Pásový vleč** (obrázek č. 2.2) je jednoúčelové dopravní zařízení pro obousměrnou přepravu osob s přerušovanou činností a se samoobslužným provozem, určené pro přímá důlní díla s úklonem do  $\pm 25^\circ$  s místními vertikálními změnami úklonu (do  $3^\circ$ ) s maximální délkou trasy cca 700 m. Z této stručné charakteristiky vyplývají výhody i nevýhody zařízení. Mezi výhody patří, že zařízení je kdykoliv během směny k dispozici pro přepravu



osob a je tedy využitelné i pro přecházející pracovníky (údržbáři, technický dozor, inspekce apod.) a že při dostatečném profilu důlního díla (minimálně K 12) je možnost současného odtěžení těživa pásovými dopravníky a přepravy pracovníků. Mezi nevýhody patří malý přepravní výkon, zejména v úklonech nad 12°. Toto zařízení není proto vhodné pro hromadnou přepravu, ale jen pro přepravu menších skupin osob, na příklad do 9 osob současně v úklonu 25°.



**Obrázek 2.2 - Doprava osob na pásovém vleku[12]**

Zařízení je samoobslužné a je k dispozici pro přepravu poučených osob v průběhu celé směny, pokud není zablokováno například obsluhou závěsné lokomotivy nebo vrátku.

**Visutá lanová dráha** (obrázek č. 2.3) je jednoúčelové dvojčinné dopravní zařízení s plynulou činností, určené pro přepravu osob pomocí nekonečného lana s napevno upevněnými nebo odnímatelnými sedačkami. Je používáno, až na výjimky, v přímých důlních dílech maximálního úklonu od  $\pm 18^\circ$  až do  $\pm 40^\circ$ , dle způsobu interakce lana a sedačky, s maximální délkou trasy cca 1000m. Zařízení může být samoobslužné, nebo pracovat se stálou obsluhou. Pokud je zařízení samoobslužné, má výhodu, stejně jako pásový vlek, že je kdykoliv během směny k dispozici pro přepravu osob a tedy využitelné i pro přecházející pracovníky. Vzhledem k tomu, že se jedná o plynulou dopravu, jedná se o zařízení s poměrně velkým přepravním výkonem, závislým hlavně na rychlosti dopravy a tudíž vhodné pro hromadnou přepravu. Výhodou je i obousměrnost dopravy a možnost současné dopravy těživa pásovými dopravníky, ovšem za cenu minimálního profilu důlního díla K 16. I při samostatné instalaci visuté lanové dráhy je ale nutný poměrně



velký profil důlního díla K 10 a v prostoru nástupiště dokonce K 14, přitom závěsná doprava v těchto důlních dílech, i při použití lanovek s odpojitelnými sedačkami, je prakticky nerealizovatelná. Z uvedeného vyplývá, že tento systém přepravy osob bude zřejmě výhodný pro dlouhodobou pravidelnou přepravu osob v důlních dílech vybavených jenom tímto zařízením, na příklad pro mezipatrovou dopravu anebo pro dopravu v úklonné jámě.

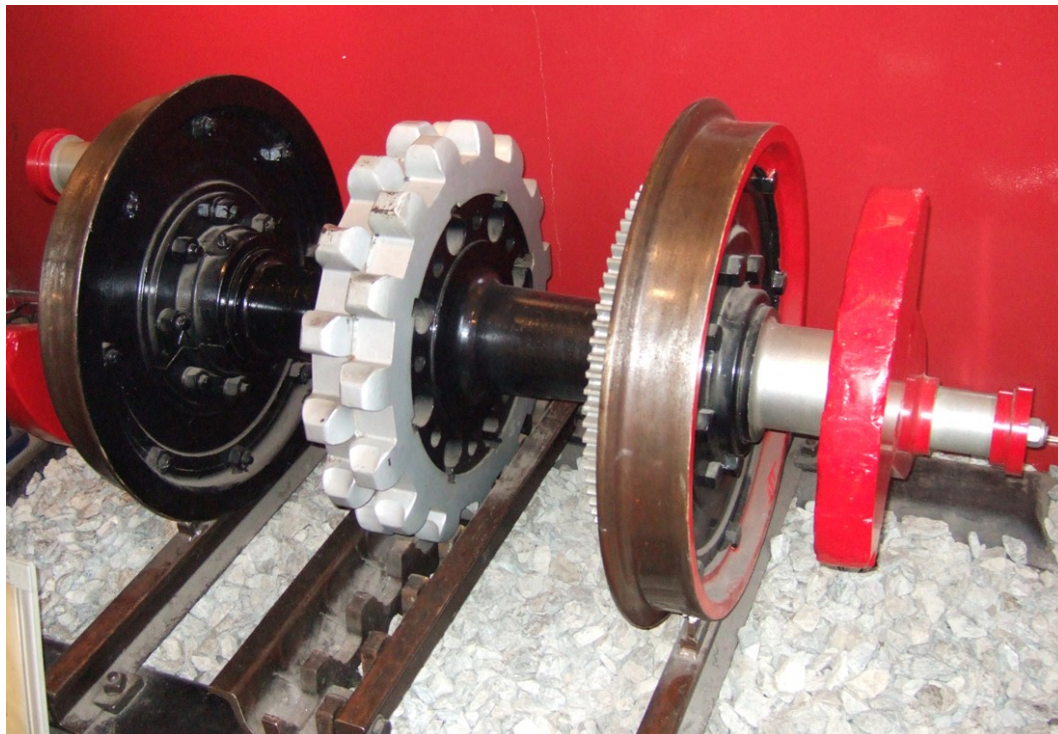


**Obrázek 2.3 - Doprava osob na visuté lanové dráze[12]**

Pokud má visutá lanová dráha samoobslužný provoz, je k dispozici pro přepravu poučených osob v průběhu celé směny. Pokud je pohonná stanice se stálou obsluhou, musí obsluha po ukončení přepravy zařízení vypnout a zajistit ovládání pohonné stanice proti zásahu nepovolaných osob a nežádoucímu uvedení do chodu.

**Pozemní dráha s ozubnicí** je zařízení s přerušovanou činností, primárně určené pro dopravu materiálu, zejména mimořádně těžkého a mimořádně rozměrného, v daném úseku. S minimální úpravou se dá využít i pro přepravu osob po stejných dopravních cestách, délkově prakticky neomezených, s maximálním úklonem  $\pm 25^\circ$ , minimálním vodorovným obloukem tratě 4m a s minimálním svislým obloukem tratě 22m. Tato úprava spočívá pouze v instalování nástavby pro dopravu osob na plošinový vůz pro dopravu břemen. Přestože se jedná o zařízení s kyvadlovým provozem, je vzhledem k velkým tažným silám lokomotiv možná současná doprava velkých skupin pracovníků a tuto přepravu je možno považovat za dostatečně kapacitní. Nevýhodou je možnost přepravy osob pouze ve vymezených časových úsecích, kdy musí být přerušena doprava materiálu a dopravní souprava upravena pro přepravu osob. Naproti tomu výhodou je bezpečné vedení všech vozidel tratí pozemní dráhy, znemožňujících jejich vykolejení i možnost

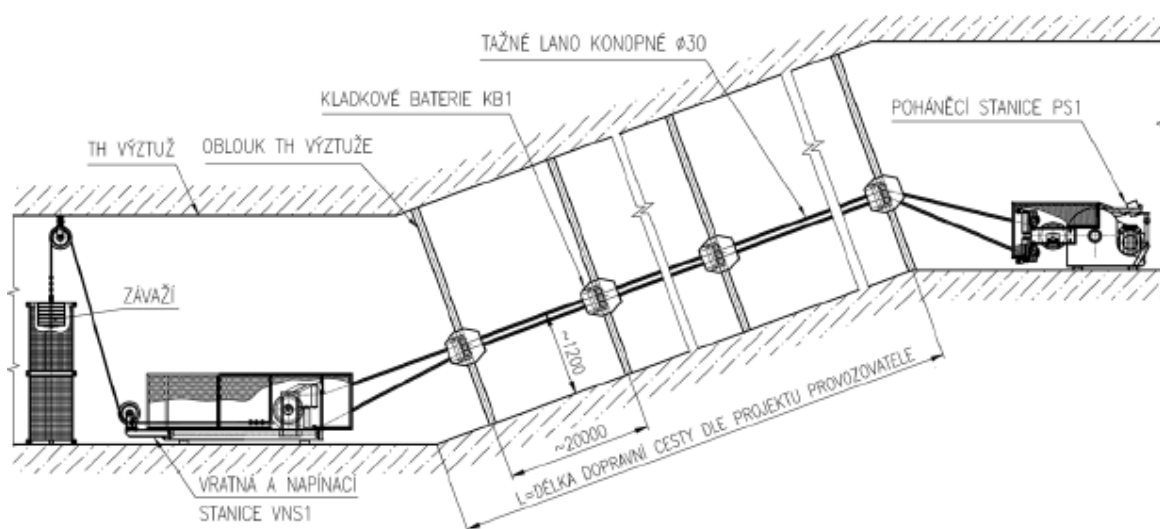
současné dopravy těživa pásovými dopravníky a to již v profilech K 10 nebo K 12, dle šířky nástavby pro přepravu osob. Pozemní dráha s ozubnicí je alternativou závěsné dopravy a proto se dá její použití předpokládat jen v důlních dílech, kde se z nějakého důvodu nepředpokládá využití závěsné dopravy.



**Obrázek 2.4 – Dvojkolí s kolejnicí ozubnicové dráhy[12]**

Řidič ozubnicové lokomotivy je povinen zajistit lokomotivu proti zásahu nepovolaných osob a jejímu nežádoucímu uvedení do chodu.

**Zařízení pro podporu chůze** (obrázek č. 2.5) je jednoúčelové dopravní zařízení s plynulou činností, sloužící k ulehčení dovrchní pěší chůze osob v přímých úklonných důlních dílech i se střídavým úklonem, přičemž maximální úklon zpravidla nepřekračuje  $+30^\circ$ . Délka trati je v podstatě determinována jen výkonem pohonné stanice, zpravidla ale nepřekročí 350m. Výhodou zařízení je jednoduchost konstrukce, snadná a rychlá montáž, bezobslužný provoz, nízké pořizovací náklady, velký přepravní výkon a dle dosavadních zkušeností i minimální bezpečnostní rizika při používání. Nevýhodou je, že slouží pouze k ulehčení chůze a nikoliv k plnohodnotné přepravě osob, přestože přínos zařízení je neoddiskutovatelný.



**Obrázek 2.5 – Schéma soupravy pro podporu chůze[13]**

Zařízení pro podporu chůze je samoobslužné a je k dispozici pro přepravu poučených osob v průběhu celé směny.

**Závěsná dráha** a celý komplex závěsné dopravy je primárně určen pro úsekovou dopravu materiálu. V časově vymezených úsecích můžou být při použití původní závěsné lokomotivy, po stejných dopravních cestách přepravovány osoby v soupravě k tomu určené. Souprava pro přepravu osob sestává zpravidla ze 2 až 5 osmimístných kabin a ze signalizačního a zabezpečovacího zařízení. Přeprava osob po závěsné dráze je možná v maximálním úklonu důlního díla  $\pm 25^\circ$ , s minimálním vodorovným obloukem dráhy 4 m a s minimálním svislým obloukem trati 8 m, v podstatě bez omezení délky přepravy. Přestože se jedná o systém s kyvadlovým provozem, je vzhledem k velkým tažným silám lokomotiv možná současná doprava poměrně velkých skupin pracovníků a tuto přepravu je možno považovat za dostatečně kapacitní. Nevýhodou je možnost přepravy osob pouze ve vymezených časových úsecích, kdy musí být přerušena doprava materiálu a na lokomotivu napojena dopravní souprava pro přepravu osob. Naproti tomu výhodou je, podobně jako u pozemní dráhy, bezpečné vedení soupravy závěsnou dráhou zabraňující její vykolejení.

Řidič závěsné lokomotivy je v době své nepřítomnosti povinen zajistit lokomotivu proti zásahu nepovolaných osob a jejímu nežádoucímu uvedení do chodu.

## 2.3 Zařízení pro podporu chůze

Zařízení pro podporu chůze (dále jen ZPCH) je dopravní zařízení vyznačující se jednoduchostí konstrukce, snadnou a rychlou montáží, bezobslužným provozem, nízkou pořizovací cenou a dle dosavadních zkušeností i minimálními bezpečnostními riziky při používání. Lze proto oprávněně předpokládat jeho další rozšíření, i když je určeno výhradně jen k ulehčení dovrchní pěší chůze.

ZPCH je možno instalovat do přímých úklonných děl i se střídavým úklonem, přičemž maximální úklon zpravidla nepřesahuje  $+30^\circ$ . Pokud by ZPCH bylo použito při větším úklonu než uvedeno, musí být cesta pro chůzi vybavena stupadly, případně schody a rychlost tažného lana patřičně snížena. Běžně se rychlost tažného lana pohybuje v rozmezí  $0,87\text{--}1,14\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  v závislosti na úklonu důlního díla a pro dané zařízení bývá konstantní. Délka trati je v podstatě determinována jen výkonem pohonné stanice.

Při zachování volné výšky na cestě pro chůzi 1,8 m a volné šířky 0,75 m ve smyslu odst. 1 § 292 vyhlášky a odst. 1a § 301 vyhlášky, je dostatečným profilem při současné instalaci pásového dopravníku šíře pásu 1200 mm a závěsné dráhy profil K 12. Není ale možná současná závěsná doprava při provozu ZPCH. Naproti tomu se domnívám že, při zachování vzdálenosti a mezer dle § 292 a § 301 vyhlášky je možné bezpečné využívání ZPCH při současném provozu paralelních pásových dopravníků, přestože to odst. 3 a 5 § 291 vyhlášky v podstatě zakazují.

ZPCH se skládá z těchto hlavních částí:

- Pohonná stanice
- Podpěrné tříkladkové baterie
- Vratná stanice
- Tažné lano
- Bezpečnostní a návěštní zařízení

Pohonná stanice- umísťuje se zpravidla na horním konci trasy ZPCH. Rychlost, jak již bylo uvedeno, je pro dané zařízení konstantní a pohybuje se v rozmezí  $0,87\text{--}1,14\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , byla by ale vhodná možnost její regulace. Výkon je ovlivněn kromě délky a úklonu tratě hlavně intervalem mezi zařízením podporovanými osobami. Pohonná stanice musí mít ochranný kryt zamezující vtažení končetiny mezi lano a kotouč. Je-li hnací kotouč umístěn níže než 2 m nad počvou, musí být zajištěn proti nahodilému dotyku.

Podpěrné baterie- zajišťují podepření a vedení tažného lana. Baterie se umísťují v cca 15 m intervalu ve výšce cca 1100 mm od počvy. Kladkové baterie musí být vybaveny zařízením bezpečně zabraňujícím vtažení ruky mezi kladky v baterii.

Vratná stanice- slouží zároveň jako napínací, umísťuje se na dolním konci trasy ZPCH. K napínání je nejlepší možností použití závaží, ale je nutno zajistit jeho dostatečnou volnou dráhu, aby nedosedlo na počvu nebo nějakou překážku. Napínací sílu je nutno určit v projektu pro zajištění potřebné trakční síly pohonné stanice. Lanový kotouč napínacího zařízení musí být v krajních polohách zajištěn proti vyjetí ze svého vedení.

Tažné lano- používá se konopné lano o průměru cca 25-35 mm, zapletené do nekonečné smyčky. Konopné lano volíme pro jeho příznivou cenu a pohodlnost úchopu.

Bezpečnostní a návěštní zařízení- musí zabezpečit vyslání slyšitelného zvukového znamení upozorňující na zahájení provozu ZPCH. V dosahu pracovníků používajících ZPCH musí být blokovací lanko pro eventuální zastavení přepravy a zároveň musí být vyloučena možnost nežádoucího uvedení zařízení do chodu a jeho spuštění z více míst současně.

### 3 Funkční výpočet podpory chůze

Při výpočtu z velké části vycházím z normy ČSN ISO 5048[1], pomocí které zjistím potřebný výkon poháněcí stanice, tahové síly v laně a další parametry. Norma je sice původně určena pro výpočet pásových dopravníků, ale lze si ji analogicky převést pro mou aplikaci

Zadané hodnoty:

Max. délka trasy:  $L_{\max} = 800 \text{ m}$

Max. úhel sklonu trasy:  $\alpha_{\max} = 20^\circ$

Dopravní rychlost:  $v = 0,93 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Min. interval osob:  $z = 15 \text{ m}$

#### 3.1 Výpočet dopravního výkonu

Výkon počítám jako maximální, tudíž počítám minimální interval osob, abych zjistil maximální kapacitu.

$$v = 0,93 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 3,348 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$z = 15 \text{ m} = 0,015 \text{ km}$$

$$Q = \frac{v}{z} \tag{3.1}$$

$$Q = \frac{3,348}{0,015}$$

$$Q = 223,2 \cong 223 \frac{\text{osob}}{\text{hod}}$$

#### 3.2 Obvodová síla na poháněcím kotouči

Obvodovou sílu potřebnou k pohonu kotouče určím tak, že sečtu veškeré odpory na trase.

$$F = F_1 + F_2 \tag{3.2}$$

$$F = 1743 + 16462$$

$$F = 18205 \text{ N}$$

$F_1$ .....síla potřebná pro překonání pohybových odporů (hlavní odpory)

$F_2$ .....síla potřebná k překonání dopravní výšky

$$F_1 = w \cdot L \cdot g \cdot [(q + 2 \cdot m_l) \cdot \cos \alpha + m_v] \quad (3.3)$$

$$F_1 = 0,01632 \cdot 800 \cdot 9,81 \cdot [(6,13 + 2 \cdot 0,642) \cdot \cos 20 + 6,642]$$

$$F_1 = 1743 \text{ N}$$

Abych mohl do rovnice číslo 3.3 dosadit, bude potřeba spočítat měrný odpor. Jelikož je trať delší než 80m, budu jej počítat z globálního součinitele tření a součinitele vedlejších odporů, který bude potřeba vypočíst dle vztahů 3.4 a 3.5. Pro kratší tratě lze vedlejší odpory ke globálnímu součiniteli pouze přičíst. Dále bude potřeba vypočíst měrnou hmotnost dopravovaných osob a měrnou hmotnost rotujících částí vodících baterií.

$$w = C \cdot f \quad (3.4)$$

$$w = 1,02 \cdot 0,016$$

$$w = 0,01632$$

Jako tažný prvek jsem vybral konopné lano Ø30mm, jehož vlastnosti najdu v tabulce 3.1.

**Tabulka 3.1 – Vlastnosti konopných lan[3]**

Průměr	Orientační Hmotnost (g/m)	Pevnost (N)
4 mm	10,0	900
6 mm	22,0	2220
8 mm	39,0	4900
10 mm	48,0	6220
12 mm	77,0	9800
16 mm	144,0	25920
18 mm	168,0	29000
20 mm	203,0	35200
22 mm	235,0	40800
24 mm	278,0	45920
26 mm	335,0	62140
28 mm	374,0	64250
30 mm	642,0	57140
36 mm	721,0	71430
40 mm	798,0	85630

Konopné lano jsem zvolil kvůli jeho příznivé ceně, dostatečné pevnosti a dobré možnosti uchopit lano a nechat se jím táhnout. Při uchopení například ocelového lana by toto krácející osobě mohlo způsobit poranění kůže, navíc konopné lano neklouže v ruce.

Výhoda konopného lana oproti polyamidovým a polyesterovým provazům je delší životnost. Lana nejsou odolná vůči kyselinám, zato odolávají zásaditým látkám a organickým rozpouštědlům. Pevnost vlákna, která za sucha dosahuje až  $690 \text{ mN} \cdot \text{tex}^{-1}$ , je v průměru vyšší než u lnu a zvyšuje se za mokra až o 20%. Konopí má ze všech přírodních vláken nejlepší odolnost proti povětrnostním vlivům.



**Obrázek 3.2 – Konopné lano[3]**

Z tabulky 3.1 lze odečíst také hmotnost 1 m lana:

$$m_l = 0,642 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Pohybový odpor zatížení kladky na napjatém laně se dle [5], doporučuje 0,01. Jelikož je lano mezi bateriemi více prověšené, součinitel navýším na 0,016. Součinitel vedlejších odporů vypočtu ze vztahu číslo 3.5.

$$C = \frac{L + L_0}{L} \geq 1,02 \quad (3.5)$$

$$C = \frac{800 + 70}{800}$$

$$C = 1,0875 \rightarrow 1,02$$

I když zvolím přídatnou délku 70m, což je nejnižší možná volba, vyjde součinitel vedlejších odporů vyšší než 1,02. Takže použiji právě tuto mezní hodnotu 1,02.



$$q = \frac{Q \cdot m_{os}}{3,6 \cdot v} \quad (3.6)$$

$$q = \frac{223 \cdot 92}{3600 \cdot 0,93}$$

$$q = 6,13 \frac{kg}{m}$$

Měrnou hmotnost dopravovaných osob vypočítám tak, že vezmu průměrnou hmotnost člověka, která je dle [2] 82 kg, přičtu 10kg za výstroj, vynásobím dopravním výkonem a celé vydělím dopravní rychlostí.

$$m_{os} = m_{\check{c}l} + m_{vy} \quad (3.7)$$

$$m_{os} = 82 + 10$$

$$m_{os} = 92kg$$

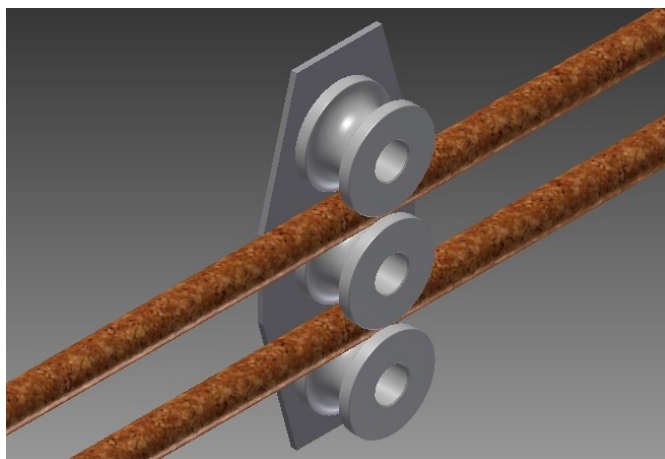
Následujícím vztahem vypočtu měrnou hmotnost rotujících částí vodících baterií.

$$m_v = \frac{m_{vh} \cdot n_{vh}}{t_1} + \frac{m_{vs} \cdot n_{vs}}{t_2} \quad (3.8)$$

$$m_v = \frac{1,6605 \cdot 40}{20} + \frac{1,6605 \cdot 40}{20}$$

$$m_v = 6,642 kg$$

Hmotnost rotujících dílů jedné kladky, která je použita ve vodící baterii, mohu vyčíst z obrázku číslo 3.4, který sestavil program Inventor 2014 z modelu kladky. V jedné vodící baterii jsou ovšem kladky 3 (viz obrázek 3.3), z toho jedna (prostřední) je urychlována oběma větvemi lana, takže bude do výpočtu použit 1,5 násobek tabulkové hodnoty.



**Obrázek 3.3 – Zjednodušený model vodící baterie**

$$m_{vh} = m_{vs} = 1,107 \cdot 1,5 = 1,6605 \text{ kg} \quad (3.9)$$

Obecné vlastnosti

Hmotnost	1,107 kg (Relativní)		X	0,000 mm (Relativní)
Povrch	26868,733 mm <sup>2</sup>		Y	25,000 mm (Relativní)
Objem	140994,408 mm <sup>3</sup>		Z	-0,000 mm (Relativní)

Těžiště

Vlastnosti setrvačnosti

Hlavní

Globální

Těžiště

Hlavní momenty

I1	744,720 kg mm	I2	853,754 kg mm	I3	744,720 kg mm
----	---------------	----	---------------	----	---------------

Rotace na hlavní

Rx	0,00 deg (Relativní)	Ry	0,00 deg (Relativní)	Rz	0,00 deg (Relativní)
----	----------------------	----	----------------------	----	----------------------

Obrázek 3.4 – Vlastnosti kladky

Vodící baterie jsou uchyceny na konzolách, které jsou uchyceny k výztuži na boku důlního díla v pravidelných intervalech cca 20 m a vedou jak horní tažnou větev, tak i spodní vratnou.

$$n_{vh} = n_{vs} = \frac{L}{L_{mb}} \quad (3.10)$$

$$n_{vh} = n_{vs} = \frac{800}{20}$$

$$n_{vh} = n_{vs} = 40$$

Ze vztahu číslo 3.11 vypočítám sílu potřebnou k překonání dopravní výšky.

$$F_2 = q \cdot H \cdot g \quad (3.11)$$

$$F_2 = 6,13 \cdot 273,6 \cdot 9,81$$

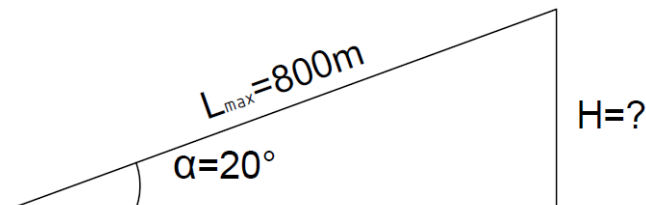
$$F_2 = 16462N$$

Výšku  $H$ , kterou bude zařízení překonávat (viz obrázek 3.5), vypočtu jako výšku maximální, z maximální délky a maximálního úhlu sklonu trasy. Tímto zajistím dostatečný výkon při všech aplikacích zařízení.

$$H = L_{\max} \cdot \sin \alpha_{\max} \quad (3.12)$$

$$H = 800 \cdot \sin 20^\circ$$

$$H = 273,6 \text{ m}$$



Obrázek 3.5 – Schéma výpočtu výšky

### 3.3 Potřebný výkon pohonu

$$P = \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad (3.13)$$

$$P = \frac{18205 \cdot 0,93}{10^3 \cdot 0,9}$$

$$P = 18,8 \text{ kW}$$

Dle [1] volím účinnost poháněcí stanice 0,9.

### 3.4 Výpočet odbíhající síly

Výpočet odbíhající síly z přenosu tažných sil třením

$$F_{o1} \geq \frac{k_s \cdot F}{e^{\mu \cdot \alpha_g} - 1} \quad (3.14)$$

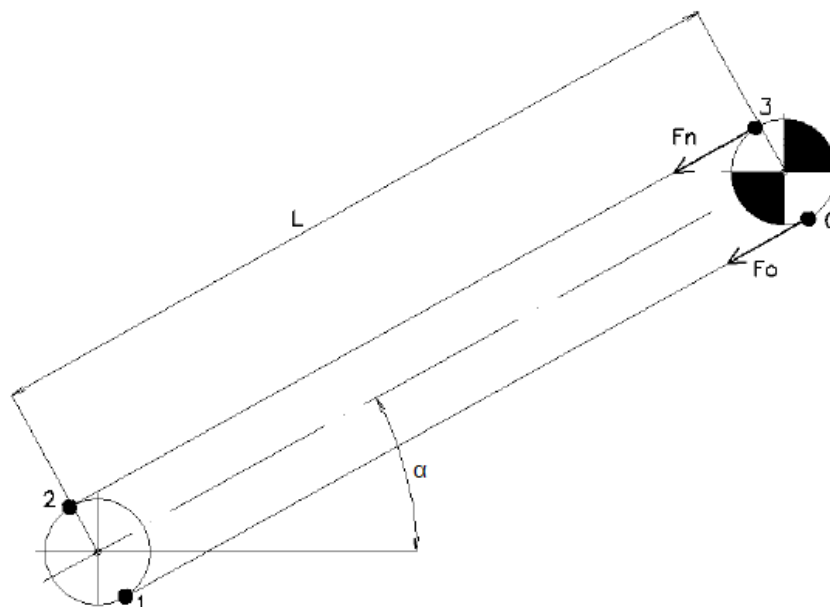
$$F_{o1} \geq \frac{1,3 \cdot 18205}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_{o1} \geq 15\,110 \text{ N}$$

Statickou bezpečnost zvolím dle [4], a to 1,3. Součinitel tření dle [6] 0,3 a úhel opásání je  $180^\circ = \pi \text{ rad}$ .

## 4 Výpočet graficko-početní metodou

V této části práce vypočtu potřebný výkon motoru a tahy pomocí graficko-početní metody, abych mohl výsledky porovnat a zvýšil tak přesnost mých výpočtu. Použití této metody je vhodné pro stanovení průběhu tahových sil v tažném prvku. *Ta vychází z měrného pohybového odporu dopravníku a z délkového zatížení posuvnými i rotujícími hmotami.*[4]



Obrázek 4.1 – Grafické schéma trasy se znázorněním výpočtových bodů

### 4.1 Výpočet tahů v laně

Konkrétní hodnotu tahu v laně lze vypočítat v jeho libovolném bodě, já jsem zvolil čtyři specifická místa, kde se tahy různě mění. Tyto místa jsou zaznačena v grafickém schématu na obrázku číslo 4.1.

#### Výpočet tahu v bodě 0

$$T_0 = F_0 \quad (4.1)$$

#### Výpočet tahu v bodě 1

$$T_1 = T_0 + (m_l + m_{vs}) \cdot g \cdot w \cdot L - m_l \cdot g \cdot H \quad (4.2)$$

$$T_1 = T_0 + (0,642 + 1,6605) \cdot 9,81 \cdot 0,0204 \cdot 800 - 0,642 \cdot 9,81 \cdot 273,6$$

$$T_1 = T_0 - 1355 \text{ N}$$

### Výpočet tahu v bodě 2

$$T_2 = T_0 + F_k \quad (4.3)$$

$$T_2 = T_1 + 50$$

$$T_2 = T_0 - 1305 \text{ N}$$

### Výpočet tahu v bodě 3

$$T_3 = T_2 + (m_l + q + m_{vh}) \cdot g \cdot w \cdot L + (m_l + q) \cdot g \cdot H \quad (4.4)$$

$$T_3 = T_2 + (0,642 + 6,13 + 1,6605) \cdot 9,81 \cdot 0,0204 \cdot 800 + (0,642 + 6,13) \cdot 9,81 \cdot 273,6$$

$$T_3 = T_0 + 18221 \text{ N}$$

## **4.2 Výpočet obvodové síly**

$$F = F_n - F_0 = \sum_1^3 K_i \quad (4.5)$$

$$F = F_n = 18221 \text{ N}$$

## **4.3 Výpočet odbíhající síly**

### Výpočet odbíhající síly z přenosu tažných sil třením

$$F_{o1} \geq \frac{k_s \cdot F}{e^{\mu \cdot \alpha_g} - 1} \quad (4.6)$$

$$F_{o1} \geq \frac{1,3 \cdot 18221}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_{o1} \geq 15123 \text{ N}$$

Statickou bezpečnost zvolím dle [4], a to 1,3. Součinitel tření dle [6] 0,3 a úhel opásání je  $180^\circ = \pi \text{ rad}$ .

### Výpočet odbíhající síly z průhybu lana

$$T_{min} = \frac{m_l \cdot g \cdot t_1}{8 \cdot y_{max}} \quad (4.7)$$

$$T_{min} = \frac{0,642 \cdot 9,81 \cdot 20}{8 \cdot 0,05}$$

$$T_{min} = 314,8 \text{ N}$$

$$T_{min} \leq T_1 \quad (4.8)$$

$$T_{min} \leq F_{o2} - 1355$$

$$F_{o2} \geq 314,8 + 1355$$

$$F_{o2} \geq 1669,8 \text{ N}$$

Volím tedy odbíhající sílu z první podmínky a to  $F_o = 15\,200 \text{ N}$ .

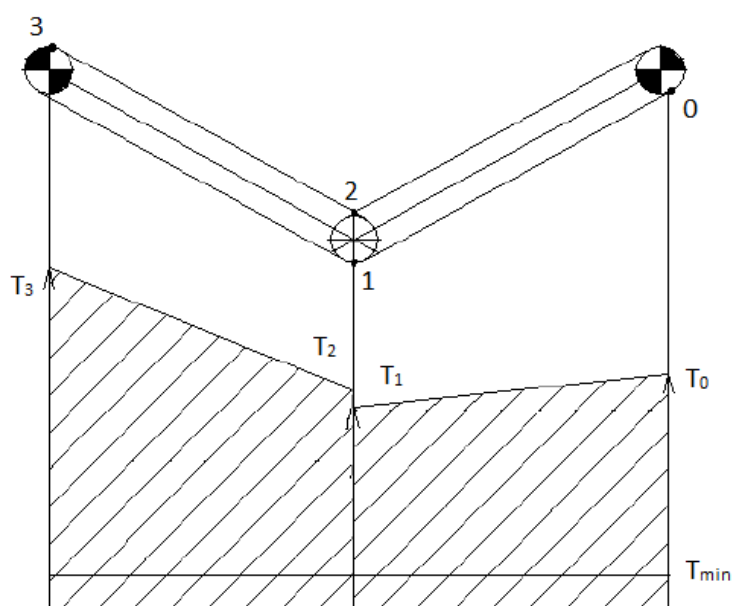
### Výsledná napětí

$$T_0 = F_0 = 15\,200 \text{ N}$$

$$T_1 = F_0 - 1355 = 13\,845 \text{ N}$$

$$T_2 = F_0 - 1305 = 13\,895 \text{ N}$$

$$T_3 = F_0 + 18221 = 33\,421 \text{ N}$$



Obrázek 4.2 – Průběh tahových sil zakreslený v grafu

#### 4.4 Kontrola lana

Průměr lana 30 mm byl zvolen pouze z důvodu jeho ergonomičnosti a proto je potřeba ještě zkontrolovat jeho pevnost. Pokud by lano nevyhovovalo, bylo by potřeba zvolit lano s vyšším průměrem. Nejvíce je lano zatíženo v místě s nejvyšším tahem, tedy v místě 3.

$$T_3 \cdot k_b \leq \sigma_t \quad (4.9)$$

$$33421 \cdot 1,4 \leq 57140$$

$$46789,4 \text{ N} \leq 57140 \text{ N} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Koeficient bezpečnosti byl dle [1] zvolen 1,4.

#### 4.5 Potřebný výkon pohonu

$$P = k_b \cdot \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad (4.10)$$

$$P = 1,15 \cdot \frac{18221 \cdot 0,93}{10^3 \cdot 0,9}$$

$$P = 18,8 \text{ kW}$$

Součinitel součinnosti volím dle [1] 1,15 a účinnost poháněcí stanice 0,9.

#### 4.6 Porovnání obou metod

Tabulka 4.1 – Porovnání obou metod

	ČSN ISO 5048	Graficko – početní metoda
<b>Odbíhající síla [N]</b>	15 110	15 200
<b>Obvodová síla [N]</b>	18 205	18 221
<b>Výkon motoru [kW]</b>	18,8	18,8
<b>Max. tažná síla v laně [N]</b>	38 038	38 121

V tabulce 4.1 vidím, že výpočet pomocí obou metod došel téměř k identickým výsledkům. Je ovšem dobré provést výpočet pomocí obou metod a to z důvodu prosté kontroly výpočtu a taky kvůli speciálním případům, ve kterých může dojít k odchylkám. Výpočet pomocí Graficko-početní metody došel k lehce vyšším hodnotám, proto jsem byl na straně bezpečnosti a při kontrole lana jsem použil hodnoty tohoto výpočtu.

## 5 Návrh poháněcí stanice

Z výše vypočtených dat bude potřeba navrhnout poháněcí stanici. Poháněcí stanice se skládá z těchto hlavních částí:

- Pohon
- Převodovka
- Třecí kotouč

Dále ještě navrhnu hřídel, na které bude kotouč uložen a ložiska, ve kterých se bude hřídel otáčet.


### 5.1 Volba pohonu

Výkon elektromotoru jsem již vypočetl ze vztahu 4.10. Nyní bude podle něj potřeba vybrat motor a zjistit, zda točivý moment na hřídeli motoru při ustáleném chodu a také při rozběhu bude dostačující pro mou konfiguraci.


Provedení elektromotorů pracujících v prostředí s nebezpečím výbuchu se značně liší od běžných motorů. Jejich konstrukční uspořádání má jednak znemožnit vznícení výbušné atmosféry v důsledku místního povrchového přehřátí a jednak musí zabránit šíření požáru z vnitřního prostoru motoru do vnějšího prostředí s výbušnou atmosférou, která může být tvořena směsí vzduchu a hořlavých plynů, par, mlhy, nebo hořlavého prachu.

*Všeobecné požadavky na tyto motory jsou shrnuty v ČSN EN 60079-0 a v návazných normách, které s platností od 1.3.2007 nahrazují starší normu ČSN EN 50014 z října 1998. Nová norma zahrnuje základní požadavky Směrnice 94/9/EC Evropského parlamentu z 23.3.1994, která se vztahuje k zařízením a ochranným systémům určeným pro používání v prostředí s nebezpečím výbuchu.*

*Evropský dokument byl do českého prostředí zaveden nařízením vlády NV 23/2003 Sb. pod názvem směrnice Rady a Evropského parlamentu 94/9/ES. Účelem směrnice je zajistit volný pohyb výrobků na území Evropské unie. Zkráceně se směrnice označuje zkratkovým slovem ATEX (Atmospheres Explosibles). Souhlas provedení motoru s požadavky norem prověřuje v České republice notifikovaný (=oprávněný) orgán č.1026 FTZÚ Ostrava-Radvanice, který ke každému zařízení vystavuje ES Certifikát o přezkoušení typu. Povinností výrobce je vystavení ES Prohlášení o shodě, kterým se stvrzuje provedení motoru dle směrnice 94/9/ES.*

*V označení motorů určených pro provoz ve výbušném prostředí se za znakem  uvádí jednak druh prostředí, jednak způsob ochrany motoru a dále písmenný znak Ex*



*(výrobek dle ČSN EN 60 079), který nahrazuje dnes už neplatné dřívější označení EEx dle ČSN EN 50 014. Šestiúhelníková značka se vpisem  je symbolem Evropské unie pro nevýbušné výrobky.[11]*

Země mimo Evropskou unii nemusí uznávat certifikáty ATEX a podmínky vstupu těchto zařízení na jejich vnitřní trh si stanovují dle vlastního uvážení.

### **Klasifikace nevýbušných zařízení do skupin**

(Tabulka č.5.1 - Klasifikace zařízení)

Podle prostředí, v nichž má nevýbušné zařízení pracovat, se rozlišují dvě skupiny:

- Skupina I – Elektrická zařízení pro doly s výskytem metanu.
- Skupina II – Elektrická zařízení pro výbušnou plynou atmosféru jinou než v dolech s výskytem metanu, obvykle v chemickém průmyslu, nebo jinde na povrchu.

### **Klasifikace nevýbušných zařízení do kategorií**

Skupina zařízení I má dvě kategorie:

Kategorie M1

- zařízení zajišťuje velmi vysoký stupeň ochrany v prostředí hlubinných dolů i na jejich povrchu se značným výskytem metanu a hořlavého prachu. Při vzniku výbušné atmosféry zůstávají zařízení v činnosti.

Kategorie M2

- zařízení zajišťuje vysoký stupeň ochrany v prostředí hlubinných dolů i na jejich povrchu, kde je pravděpodobný výskyt metanu a hořlavého prachu. Při vzniku výbušné atmosféry se zařízení odpojují.

### **Skupina zařízení II má tři kategorie:**

Kategorie 1 zařízení zajišťuje velmi vysoký stupeň ochrany v prostorech, kde se trvale, dlouho, nebo často vyskytuje výbušná atmosféra tvořená plyny, parami, mlhou, nebo hořlavým prachem. Při vzniku výbušné atmosféry zůstává zařízení v provozu.

Kategorie 2 zařízení zajišťuje vysoký stupeň ochrany v prostorech, kde se pravděpodobně vyskytuje výbušná atmosféra tvořená plyny, parami, mlhou

nebo hořlavým prachem. Při vzniku výbušné atmosféry se zařízení odpojuje.

Kategorie 3 zařízení s běžným stupněm ochrany v prostorech, kde se výbušná atmosféra vyskytuje výjimečně a krátce. Při vzniku výbušné atmosféry se zařízení odpojuje.

Číselný znak 1, 2, 3 se doplňuje o písmenný znak G (prostředí s výbušnými plyny) nebo D (prostředí s výbušným prachem).

**Tabulka 5.1 - Klasifikace zařízení[11]**

Skupina	Kategorie	Stupeň ochrany	Výskyt výbušné atmosféry	Provoz při nebezpečí výbuchu	Prach Plyny	Teplotní třída
I doly	M1	velmi vysoký	TRVALÝ, metan + hořlavý prach	ano	Prach (Dust)	Povrch 150°C, možnost usazování prachu
	M2	vysoký	PRAVDĚPODOBNÝ, metan + hořlavý prach	odpojit		Povrch 450°C, bez usazování prachu
II povrch	1	velmi vysoký	TRVALÝ, Plyny, páry, mlhy	ano	Plyny (Gases)	T1..... 450°C T2..... 300°C T3..... 200°C T4..... 135°C T5..... 100°C T6.....85°C
	2	vysoký	PRAVDĚPODOBNÝ, Plyny, páry, mlhy	odpojit		
	3	běžný	VÝJIMEČNÝ, Plyny, páry, mlhy	odpojit		

### Druhy ochran zařízení proti nebezpečí výbuchu

Pokud není uvedeno jinak, jsou zařízení vyhovující ČSN EN 60 079 určena pro provoz za normálních atmosférických podmínek


- teplota od -20 do +60°C,
- tlak 80 kPa (0,8 bar) až 110 kPa (1,1 bar),
- vzduch s obsahem kyslíku 21%

Normální provozní teplota okolí motorů je -20 až +40 °C.

Stupeň odolnosti zařízení proti nebezpečí výbuchu je dán druhem použité ochrany. Potřebná konstrukční opatření jsou uvedena v příslušných normách.

Druhy ochran:

- pevný závěr „d“ – nejvyšší stupeň ochrany motoru,
- závěr s vnitřním přetlakem „p“
- pískový závěr „q“,
- olejový závěr „o“,
- zajištěné provedení „e“ – střední stupeň ochrany motoru,
- jiskrová bezpečnost „i“,
- typ ochrany „n“ (nejiskřivý zdroj poruch),
- zalití zalévací hmotou „m“.

Označení „závěr“ zahrnuje všechny stěny, kryty, kabelové vývodky, průchodky, hřídele atd., které přispívají k dosažení požadovaného stupně ochrany nevýbušného zařízení. Druh použité ochrany se s malou mezerou zapisuje za znak  znamenající, že zařízení odpovídá uvedenému druhu ochrany, např. Ex d, Ex de, Ex e.

### Stupně ochrany IP

*Stupeň krytí udává odolnost elektrospotřebiče proti vniknutí cizího tělesa či vniknutí kapalin. Vyjadřuje se v tzv. IP kódu definovaném mezinárodním standardem IEC 60529. Kód tvoří 2 cifry: první udává ochranu před nebezpečným dotykem a před vniknutím cizích předmětů, druhá stupeň krytí před vniknutím vody.[11]*

**Tabulka 5.2 – stupeň krytí před**

Stupeň	nebezpečným dotykem	vniknutím cizích předmětů
IP 0x	bez ochrany	bez ochrany
IP 1x	dlaní	velkých
IP 2x	prstem	malých
IP 3x	nástrojem (>2.5 mm)	drobných
IP 4x	nástrojem, drátem (>1 mm)	velmi drobných
IP 5x	jakoukoliv pomůckou	prachu částečně
IP 6x	jakoukoliv pomůckou	prachu úplně

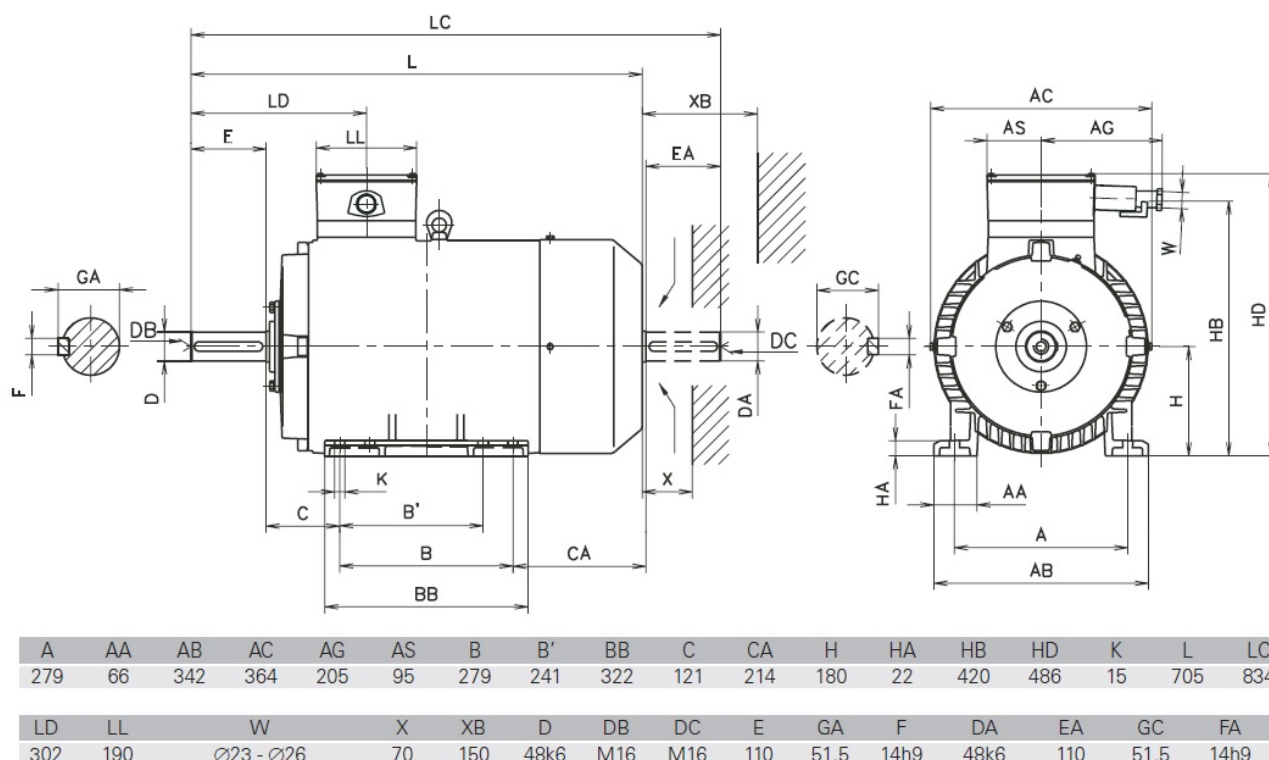
**Tabulka 5.3 – Stupeň krytí před**

Stupeň	vniknutím vody
IP x0	bez ochrany
IP x1	Chráněno proti padající vodě při ekvivalentu deště 3-5 mm padající vody za minutu v průběhu 10 minut. Jednotka je umístěna ve své pracovní poloze.
IP x2	Chráněno proti padající vodě. když je přístroj v poloze 15 stupňů. Stejně jako IP x1. jen rozdílem, že jednotka je testována ve 4 pozicích, nakloněna o 15° v každé poloze od normální provozní polohy.
IP x3	Chráněno proti vodní tříšti. Voda stříká na přístroj v úhlu 60° vertikálně, v množství 10 litrů za minutu a při tlaku 80-100kN/m <sup>2</sup> po dobu 5 minut.
IP x4	Chráněno proti stříkající vodě. Stejně jako u IP x3. jen s rozdílem, že voda stříká ve všech úhlech.
IP x5	Chráněno proti tryskající vodě Voda míří 6.3 mm tryskou ve všech úhlech při průtoku 12.5 litrů za minutu při tlaku 30 kN/m <sup>2</sup> po dobu 3 minuty ze vzdálenosti 3
IP x6	Chráněno proti vlnobití. Voda míří 12.5 mm tryskou ve všech úhlech při průtoku 100 litrů za minutu při tlaku 100 kN/m <sup>2</sup> po 3 minuty ze vzdálenosti 3 metry.
IP x7	Chráněno proti ponoření do vody. Ponoření na 30 minut do hloubky 1 metr.
IP x8	Chráněno proti potopení do vody. Zařízení je schopné nepřetržitého potopení do vody za podmínek, které určí výrobce zařízení

Ted' k samotnému návrhu. Z vypočteného výkonu volím z řady nevýbušných asynchronních motorů s kotvou nakrátko motor značky Siemens, typ: AOM 180 MK 04-500 s těmito parametry:

$P_m = 22 \text{ kW}$   
 $n_m = 1460 \text{ min}^{-1}$   
 $M_m = 144 \text{ Nm}$   
 $M_z = 251 \text{ Nm}$   
 $J_m = 0,164 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$   
 $m_m = 190 \text{ kg}$

Připojovací a celkové rozměry motoru jsou znázorněny na obrázku číslo 5.1.



**Obrázek 5.1 – Rozměry motoru[11]**

Nejprve vypočtu točivý moment na hřídeli motoru při ustáleném chodu a porovnám jej s jmenovitým momentem motoru, který udává výrobce. Pokud bude vypočtený moment vyšší, bude nutné navrhnout motor s jinými parametry.

$$M_s = \frac{1}{n_e} \cdot F \cdot \frac{D_k}{2} \cdot \frac{1}{i_p \cdot \eta} \quad (5.1)$$

$$M_s = \frac{1}{1} \cdot 18221 \cdot \frac{450}{2} \cdot \frac{1}{36,99 \cdot 0,9}$$

$$M_s = 123,15 \text{ Nm}$$

$$M_m \geq M_s \quad (5.2)$$

$$144 \geq 123,15 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Následuje výpočet točivého momentu na hřídeli motoru při rozběhu dle vztahu 5.4. Při tomto výpočtu je potřeba nejprve vypočíst moment potřebný k urychlení všech posuvných i rotačních hmot, přepočtený na hřídel motoru (vztah 5.3), který potom přičtu k momentu při ustáleném chodu. Pokud bude vypočtený moment vyšší, než rozběhový moment udávaný výrobcem, bude nutné navrhnout motor s jinými parametry.

$$M_d = \left[ (q + 2 \cdot m_l + m_v) \cdot L \cdot \frac{D_k}{2} \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_p} + \frac{2 \cdot J_k}{D_k} \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_p} + n_e \cdot \frac{2 \cdot J_p \cdot i_p}{D_k \cdot \eta} \right] \cdot \frac{v}{t_r} \quad (5.3)$$

$$M_d = \left[ (6,13 + 2 \cdot 0,642 + 6,642) \cdot 800 \cdot \frac{0,45}{2} \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 36,99} + \frac{2 \cdot 0,364}{0,45} \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 36,99} + 1 \cdot \frac{2 \cdot 1,31 \cdot 36,99}{0,45 \cdot 0,9} \right] \cdot \frac{0,93}{3}$$

$$M_d = 97,76 \text{ Nm}$$

$$M_r = \frac{M_d}{n_e} + M_s \quad (5.4)$$

$$M_r = \frac{97,76}{1} + 123,15$$

$$M_r = 220,91 \text{ Nm}$$

$$M_z \geq M_r \quad (5.5)$$

$$251 \geq 220,91 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Účinnost poháněcí stanice volím dle [1] 0,9 a dobu rozběhu zařízení pak 3 sekundy.

Průměr kotouče by dle [7] měl být alespoň 15x větší než je průměr lana, aby nedocházelo k nadměrnému opotřebení vlivem přílišného ohýbání. Toto pravidlo platí jak pro hnací, tak pro hnaný, či kterýkoliv jiný kotouč, přes který bude lano vedeno.

$$D_k \geq 15 \cdot d \quad (5.6)$$

$$D_k \geq 15 \cdot 30$$

$$D_k \geq 450 \text{ mm}$$



**Obrázek 5.2 – Třecí kotouč**

Dále potřebuji znát převodový poměr převodovky. Jelikož vím, jak rychle se má pohybovat lano a navrhl jsem průměr třecího kotouče, mohu zjistit potřebné otáčky tohoto kotouče a ty pak dát do poměru s otáčkami navrženého motoru a zjistit tak převodový poměr.

$$n_k = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D_k} \quad (5.7)$$

$$n_k = \frac{0,93 \cdot 60}{\pi \cdot 0,45}$$

$$n_k = 39,47 \text{ min}^{-1}$$

$$i_p = \frac{n_m}{n_k} \quad (5.8)$$

$$i_p = \frac{1460}{39,47}$$

$$i_p = 36,99$$

## 5.2 Návrh převodovky

Výrobci převodovek je nepřeberné množství. Pokud už jsem se ovšem začal shánět po převodovkách vhodných pro práci v dolech, výběr se dosti zúžil. Já jsem vybíral mezi Rakouským výrobcem Lenze a Českou firmou Raveo. Firma Raveo tento typ převodovky nedělá na tak vysoký krouticí moment, tudíž vyberu z katalogu Lenze.

Tabulka 5.4 – Katalog Lenze[14]

Getriebe mit	Lagerflanschgröße Motorgroße Flanschdurchmesser	i	P <sub>1 zul</sub>	M <sub>2 zul</sub>	n <sub>2</sub>	Temperaturklasse		
						T3 (G) ≅ 190 °C (D) T4 (G) ≅ 125 °C (D)		
						Einbaulage C D		
			[kW]	[Nm]	[min <sup>-1</sup> ]	A, B, E, F		
n <sub>1</sub> = 2800 min <sup>-1</sup>								
GKS14-3N □□□ □G	□G	56,251	32,47	5916	50	T3	-	-
	1G	63,382	32,47	6666	44	T3	-	-
	132	68,942	28,11	6279	41	T3	-	-
	300	77,681	28,11	7075	36	T3	-	-
		90,551	22,05	6469	31	T3	-	-
		102,029	22,05	7290	27	T3	-	-
		109,896	18,42	6560	26	T3	-	-
		123,826	19,97	8010	23	T3	-	-
		138,913	16,03	7212	20	T3	-	-
		156,522	16,03	8126	18	T3	-	-
		186,572	19,21	11609	15	T3	-	-
		210,222	16,97	11555	13	T3	-	-
		226,431	15,83	11609	12	T3	-	-
		255,133	13,98	11555	11	T3	-	-
		286,219	12,52	11609	9,8	T3	-	-
		322,500	11,06	11555	8,7	T3	-	-
n <sub>1</sub> = 1400 min <sup>-1</sup>								
GKS14-3N □□□ □G	□G	56,251	17,59	6412	25	T3	T3	T3
	1G	63,382	17,59	7224	22	T3	T3	T3
	132	68,942	15,23	6805	20	T4	T3	T4
	300	77,681	15,23	7668	18	T4	T3	T4
		90,551	11,95	7011	16	T4	T4	T4
		102,029	11,95	7900	14	T4	T4	T4
		109,896	9,98	7109	13	T4	T4	T4
		123,826	9,98	8010	11	T4	T4	T4
		138,913	8,01	7212	10	T4	T4	T4
		156,522	8,01	8126	8,9	T4	T4	T4
		186,572	9,60	11609	7,5	T4	T4	T4
		210,222	8,48	11555	6,7	T4	T4	T4
		226,431	7,91	11609	6,2	T4	T4	T4
		255,133	6,99	11555	5,5	T4	T4	T4
		286,219	6,26	11609	4,9	T4	T4	T4
		322,500	5,53	11555	4,3	T4	T4	T4
GKS14-3N □□□ □H	□H	16,646	46,22	4985	84	T3	T3	T3
	1H	18,311	43,61	5175	77	T3	T3	T3
	160	24,696	46,22	7396	57	T3	T3	T3
	350	27,165	43,61	7677	52	T3	T3	T3
		30,609	42,93	8514	46	T3	T3	T3
		34,692	37,46	8420	40	T3	T3	T3
		39,089	36,29	9191	36	T3	T3	T3
		42,531	32,89	9065	33	T3	T3	T3
		47,923	31,54	9792	29	T3	T3	T3
		56,251	27,49	10019	25	T3	T3	T3

Jak lze vidět v tabulce 5.4, tak převodový poměr, jako jsem vypočítal já, firma přesně nevyrábí, proto vyberu nejbližší vyšší, čímž docílím vyššího krouticího momentu a nižších otáček než jsem požadoval. Tuto lehkou výchytku zkoriguji navýšením průměru třecího kotouče, což bude mít za následek navrácení zadané rychlosti lana.

Volím tedy převodovku GKS 14-3N 180 2H



S těmito parametry:

$$i_{psk} = 39,089$$

$$M_{2max} = 9191 \text{ Nm}$$

$$J_p = 27 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$P_{1max} = 36,29 \text{ kW}$$

$$n_2 = 37,35 \text{ min}^{-1}$$

Teplotní třída T3

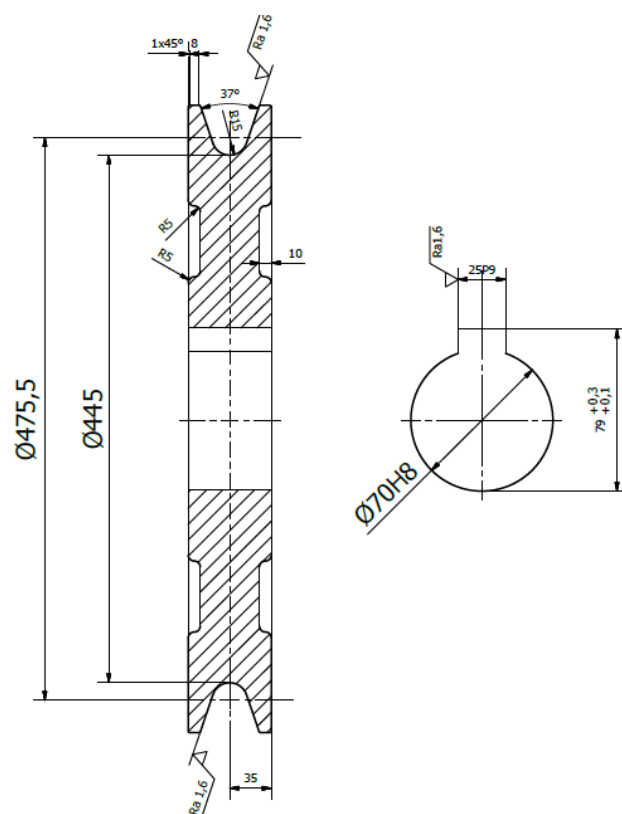
#### Výpočet skutečného průměru třecího kotouče

$$D_{ksk} = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot \frac{n_m}{i_{psk}}} \quad (5.9)$$

$$D_{ksk} = \frac{0,93 \cdot 60}{\pi \cdot \frac{1460}{39,089}}$$

$$D_{ksk} = 0,4755 \text{ m}$$

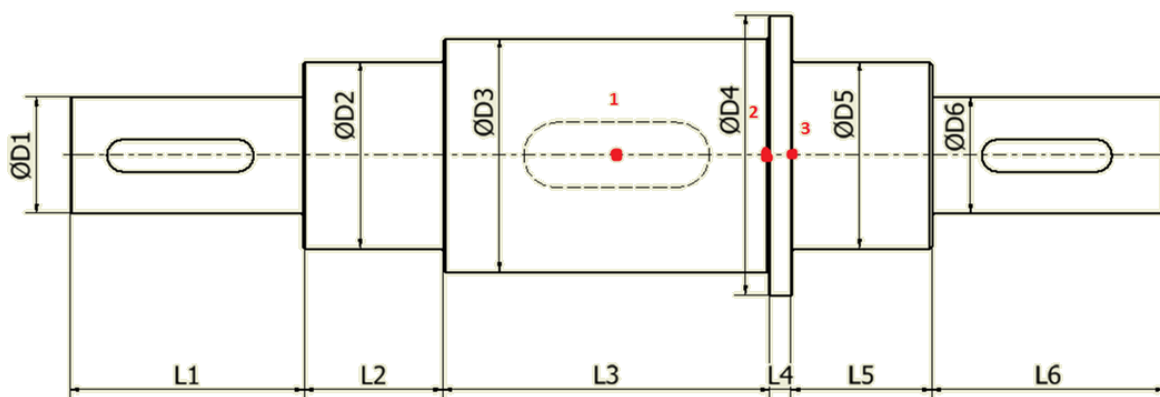
Průměr třecího kotouče se lehce navýšil. Mohlo by se zdát, že to bude mít za následek zvýšení krouticího momentu na hřídel motoru a nutnost opakovat kontrolu na rozběh a kontrolu ustáleného chodu. Ovšem není tomu tak, průměr byl totiž zvýšen kvůli snížení otáček vlivem volby jiného převodového poměru převodovky a celkový převodový poměr a výsledný moment tedy zůstanou stejné. Základní rozměry kotouče lze vidět na obrázku 5.3.



Obrázek 5.3 – Základní rozměry skutečného kotouče

### 5.3 Návrh hřídele

Dále bude potřeba navrhnout hřídel, která bude přenášet krouticí moment z převodovky na třecí kotouč, který bude pohánět lano. Hřídel bude muset odolávat nejen namáhání na krut, ale i ohybu, který bude vyvozen napnutím lana. Na hřídel bude možnost připojit pohon z obou stran, což umožní minimalizaci zastaveného prostoru důlního díla při umístění jak na pravou, tak na levou stranu chodby.



Obrázek 5.4 – Schematický náčrt hřídele s vyznačením krit. míst

### Určení sil

Hřídel ohýbá jen jediná síla  $F_{oh}$ , kterou zachycují reakce  $R_{ay}$  a  $R_{by}$ , které nahrazují ložiska.

$$F_{oh} = F_n + F_o \quad (5.10)$$

$$F_{oh} = 18221 + 15200$$

$$F_{oh} = 33421 \text{ N}$$

### Rozměry hřídele

$L1 = 100 \text{ mm}$

$L2 = 60 \text{ mm}$

$L3 = 100 \text{ mm}$

$L4 = 10 \text{ mm}$

$L5 = 60 \text{ mm}$

$L6 = 100 \text{ mm}$

$D1 = 50 \text{ mm}$

$D2 = 60 \text{ mm}$

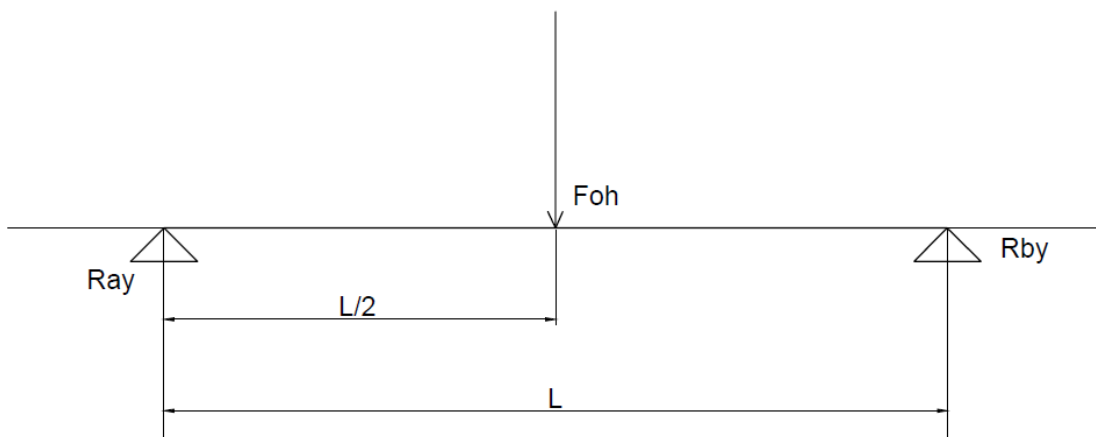
$D3 = 70 \text{ mm}$

$D4 = 80 \text{ mm}$

$D5 = 60 \text{ mm}$

$D6 = 50 \text{ mm}$

### Výpočet reakcí



**Obrázek 5.5 – Převedení na nosník**

$$R_{ay} = R_{by} = \frac{F_{oh}}{2} \quad (5.11)$$

$$R_{ay} = R_{by} = \frac{33421}{2}$$

$$R_{ay} = R_{by} = 16710,5 \text{ N}$$

$$L = L3 + L4 + \frac{L2 + L5}{2} \quad (5.12)$$

$$L = 100 + 10 + \frac{60 + 60}{2}$$

$$L = 170 \text{ mm}$$

### Statická kontrola hřídele

Dynamické kontrole předchází statická kontrola, která odhaluje kritické místo. To kritické místo, které má nejnižší velikost statické bezpečnosti, následně zkontroluji z hlediska únavy materiálu.

Začnu výpočtem ohybových momentů, které je možné pro lepší představu poté zakreslit graficky, jako to vidíme na obrázku 5.6. Dále pokračuji výpočtem modulů průřezu pro ohyb.

$$M_{o1} = -R_{ay} \cdot \frac{L}{2} \quad (5.13)$$

$$M_{o1} = -16710,5 \cdot \frac{170}{2}$$

$$M_{o1} = -1,42 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$M_{o2} = -R_{ay} \cdot \left( \frac{L + L3}{2} \right) + F_{oh} \cdot \frac{L3}{2} \quad (5.14)$$

$$M_{o2} = -16710,5 \cdot \left( \frac{170 + 100}{2} \right) + 33421 \cdot \frac{100}{2}$$

$$M_{o2} = -5,85 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

$$M_{o3} = -R_{ay} \cdot \left( \frac{L + L3}{2} + L4 \right) + F_{oh} \cdot \left( \frac{L3}{2} + L4 \right) \quad (5.15)$$

$$M_{o3} = -16710,5 \cdot \left( \frac{170 + 100}{2} + 10 \right) + 33421 \cdot \left( \frac{100}{2} + 10 \right)$$

$$M_{o3} = -4,18 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

$$W_{o1} = \frac{\pi}{32} \cdot D^3 \quad (5.16)$$

$$W_{o1} = \frac{\pi}{32} \cdot 70^3$$

$$W_{o1} = 3,367 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$$

$$W_{o2} = \frac{\pi}{32} \cdot D^3 \quad (5.17)$$

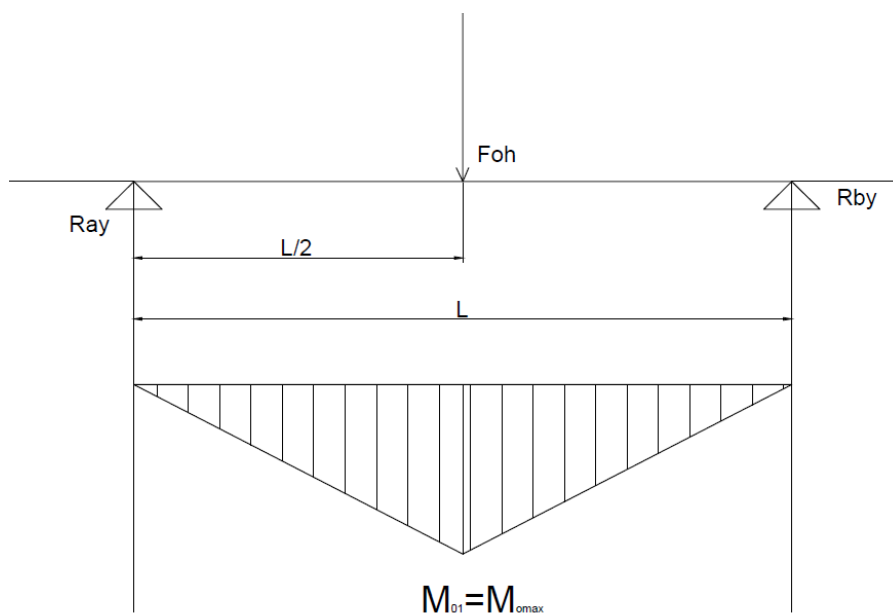
$$W_{o2} = \frac{\pi}{32} \cdot 70^3$$

$$W_{o2} = 3,367 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$$

$$W_{o3} = \frac{\pi}{32} \cdot D^3 \quad (5.18)$$

$$W_{o3} = \frac{\pi}{32} \cdot 60^3$$

$$W_{o3} = 2,121 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$$



**Obrázek 5.6 – průběh ohybového momentu**

Když už tyto výpočty mám, je možné zjistit napětí v daných místech. Jak můžeme vidět, ohyby vyšly v záporných hodnotách. Toto je způsobeno znaménkovou konvencí a určením směru působení. Proto je pro výpočet bezpečností můžeme dosazovat v absolutních hodnotách.

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} \quad (5.19)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{1,42 \cdot 10^6}{3,37 \cdot 10^4}$$

$$\sigma_{o1} = 42,181 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} \quad (5.20)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{5,85 \cdot 10^5}{3,37 \cdot 10^4}$$

$$\sigma_{o2} = 17,369 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{o3}}{W_{o3}} \quad (5.21)$$

$$\sigma_{o3} = \frac{4,178 \cdot 10^5}{2,121 \cdot 10^4}$$

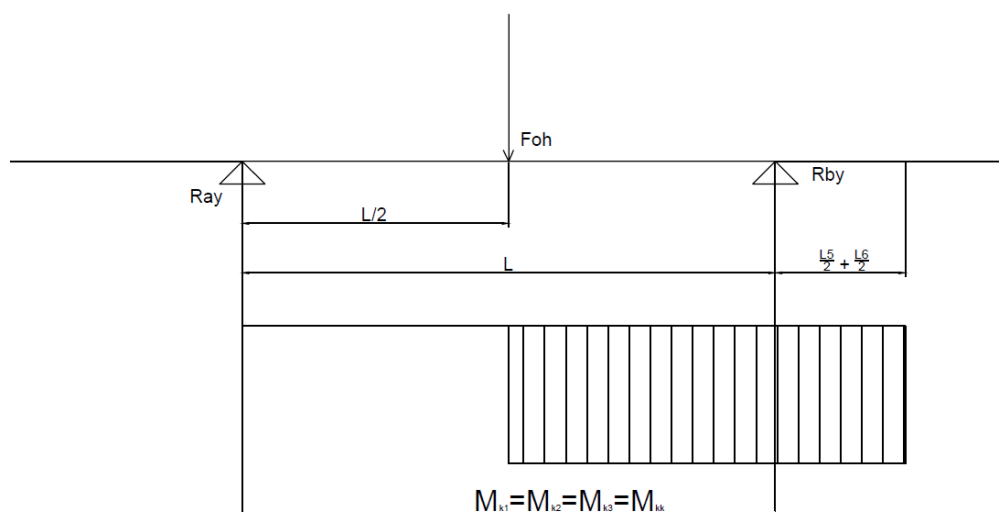
$$\sigma_{o3} = 19,7 \text{ MPa}$$

Jelikož bude hřídel namáhána nejen na ohyb v důsledku předpětí lana, ale bude přenášet také kroutící moment, je potřeba tento moment do výpočtu zahrnout.

$$M_{kk} = M_m \cdot i_{psk} \cdot \eta_p \quad (5.22)$$

$$M_{kk} = 144000 \cdot 39,086 \cdot 0,96$$

$$M_{kk} = 5,404 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$



Obrázek 5.7 – Průběh kroutícího momentu

Na obrázku 5.7 lze vidět, že moment je od konce hřídele, kde z převodovky vstoupí, po její střed, kde přes třecí kotouč z hřídel opouští konstantní.

$$W_{k1} = \frac{\pi}{16} \cdot D^3 \quad (5.23)$$

$$W_{k1} = \frac{\pi}{16} \cdot 70^3$$

$$W_{k1} = 6,735 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$$

$$W_{k2} = \frac{\pi}{16} \cdot D^3 \quad (5.24)$$

$$W_{k2} = \frac{\pi}{16} \cdot 70^3$$

$$W_{k2} = 6,735 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$$

$$W_{k3} = \frac{\pi}{16} \cdot D^3 \quad (5.25)$$

$$W_{k3} = \frac{\pi}{16} \cdot 60^3$$

$$W_{k3} = 4,241 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$$

$$\tau_1 = \frac{M_{k1}}{W_{k1}} = \frac{M_{kk}}{W_{k1}} \quad (5.26)$$

$$\tau_1 = \frac{5,404 \cdot 10^6}{6,735 \cdot 10^4}$$

$$\tau_1 = 80,235 \text{ MPa}$$

$$\tau_2 = \frac{M_{k2}}{W_{k2}} = \frac{M_{kk}}{W_{k2}} \quad (5.27)$$

$$\tau_2 = \frac{5,404 \cdot 10^6}{6,735 \cdot 10^4}$$

$$\tau_2 = 80,235 \text{ MPa}$$

$$\tau_3 = \frac{M_{k3}}{W_{k3}} = \frac{M_{kk}}{W_{k3}} \quad (5.28)$$

$$\tau_3 = \frac{5,404 \cdot 10^6}{4,241 \cdot 10^4}$$

$$\tau_3 = 127,41 \text{ MPa}$$

### Výpočet statických bezpečností

Všechna vytipovaná místa mají konstrukční vrub a v místech vrubu vznikají lokální špičková napětí, která ve statické kontrole uvažují.

Hřídel je vyrobena z materiálu 13 141.6, který má hodnotu  $Re=380$  MPa.

$$k_{S1} = \frac{Re}{\sigma_{red\ 1\ max}} = \frac{Re}{\sqrt{(\sigma_{o1} \cdot \alpha_{\sigma_{o1}})^2 + 3 \cdot (\tau_1 \cdot \alpha_{\tau_1})^2}} \quad (5.29)$$

$$k_{S1} = \frac{380}{\sqrt{(42,181 \cdot 1,2)^2 + 3 \cdot (80,235 \cdot 1,1)^2}}$$

$$k_{S1} = 2,36$$

$$k_{S2} = \frac{Re}{\sigma_{red\ 2\ max}} = \frac{Re}{\sqrt{(\sigma_{o2} \cdot \alpha_{\sigma_{o2}})^2 + 3 \cdot (\tau_2 \cdot \alpha_{\tau_2})^2}} \quad (5.30)$$

$$k_{S2} = \frac{380}{\sqrt{(17,369 \cdot 1,2)^2 + 3 \cdot (80,235 \cdot 1,1)^2}}$$

$$k_{S2} = 2,46$$

$$k_{S3} = \frac{Re}{\sigma_{red\ 3\ max}} = \frac{Re}{\sqrt{(\sigma_{o3} \cdot \alpha_{\sigma_{o3}})^2 + 3 \cdot (\tau_3 \cdot \alpha_{\tau_3})^2}} \quad (5.31)$$

$$k_{S3} = \frac{380}{\sqrt{(19,7 \cdot 1,2)^2 + 3 \cdot (127,41 \cdot 1,1)^2}}$$

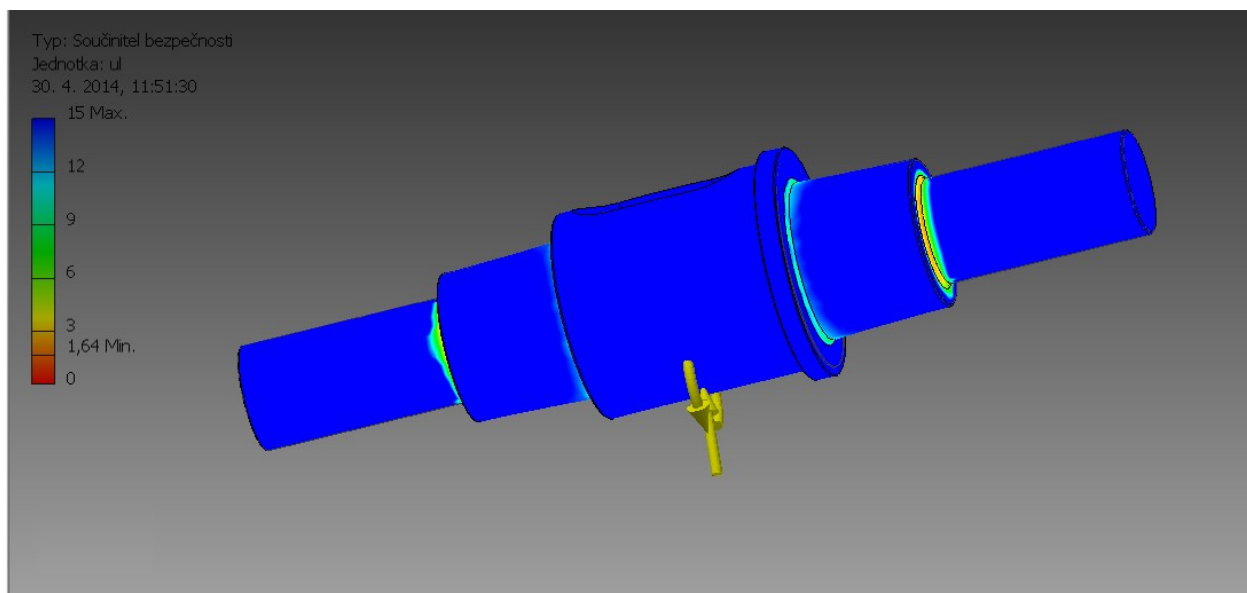
$$k_{S3} = 1,6$$

$$k_{S1}, k_{S2}, k_{S3} \geq 1,5 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Místo s nejmenší statickou bezpečností je místo kritické a toto místo je potřeba zkontrolovat také z hlediska únavy dynamickou kontrolou hřídele. V tomto případě se jedná o místo s číslem 3.

Tento výpočet nyní ověřím pomocí softwaru Inventor 2014, ve kterém provedu pevnostní analýzu pomocí metody konečných prvků. Po zadání vstupních hodnot, jako je zatížení, moment, určení podpor a vytvoření sítě, jsem dostal výsledek (obrázek 5.8) ve formě grafického znázornění stupně bezpečnosti. Software dokáže také vypočítat a zobrazit všechna napětí a deformace, které je možné pomocí animace pozorovat.





**Obrázek 5.8 – Výsledek pevnostní analýzy**

Jak lze vidět, minimální bezpečnost vyšla opravdu na kritickém místě, které jsem si označil jako místo 3 a to 1,64. Při mém výpočtu jsem došel k hodnotě 1,6 rovných, což může být vinou zaokrouhlování na mé straně, či nepříliš vysokou hustotou sítě na straně softwaru. Ovšem oba výsledky splňují podmínku minimální bezpečnosti.

### Dynamická kontrola hřídele

Tato kontrola se vztahuje k únavě materiálu a má zabránit únavovému lomu. Uvažuji tedy neomezenou životnost hřídele.

Kritické místo 3:

Pro souměrně střídavý ohyb platí že:

$$\sigma_{co} \doteq 0,45 \cdot Rm \quad (5.32)$$

$$\sigma_{co} = 0,45 \cdot 580$$

$$\sigma_{co} = 261 \text{ MPa}$$

Součinitele  $\epsilon_{o3}=0,86$  a  $\eta_{o3}=0,82$  a Neuberova konstanta, určeny z [8].

$$k_d = \frac{\sigma_{co3}^x}{\sigma_{o3}} \geq 1,8 \quad (5.33)$$

$$k_d = \frac{88,6}{19,7}$$

$$k_d = 4,5 \geq 1,8 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

$$\sigma_{co3}^x = \sigma_{co} \cdot \frac{\eta_{\sigma 3} \cdot \varepsilon_{\sigma 3}}{\beta_{\sigma_{o3}}} \quad (5.34)$$

$$\sigma_{co3}^x = 261 \cdot \frac{0,82 \cdot 0,86}{2,1}$$

$$\sigma_{co3}^x = 88,6 \text{ Mpa}$$

$$\beta_{\sigma_{o3}} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma 3} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_3}}} \quad (5.35)$$

$$\beta_{\sigma_{o3}} = 1 + \frac{2,5 - 1}{1 + \frac{0,35}{\sqrt{0,8}}}$$

$$\beta_{\sigma_{o3}} = 2,1$$

Průřez 3 vyhovuje také z hlediska dynamické bezpečnosti, protože dovolená dynamická bezpečnost je minimálně 1,8.

## 5.4 Návrh a výpočet valivých ložisek

Při volbě ložisek je potřeba se vždy držet tohoto postupu:

### 1. Volba vhodného výrobce

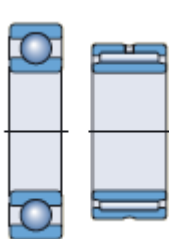
Při volbě vhodného výrobce rozhoduje: kvalita, cena, dostupnost na trhu popřípadě servisní a poradenské služby. Já jsem vybral výrobce SKF.

### 2. Volba vhodného typu

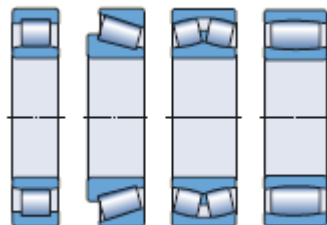
*Každý typ valivého ložiska se vyznačuje charakteristickými vlastnostmi danými konstrukcí, a tedy se více či méně hodí pro daný způsob použití. Např. kuličková ložiska mohou přenášet středně velká radiální i axiální zatížení. Vyznačují se nízkým třením a mohou být vyráběna v provedeních s vysokou přesností a nízkou hlučností. Z toho důvodu se jim dává přednost v malých a středních elektromotorech. Soudečková a toroidní ložiska jsou určena pro velmi vysoká zatížení a dokáží vyrovnávat nesouosost. Díky těmto vlastnostem nacházejí uplatnění např. v těžkém průmyslu, kde působí velká zatížení vyvolávající deformace a nesouosost. V mnoha případech je nutno brát v úvahu více různých vlivů a při volbě ložiska je vzájemně porovnávat z hlediska závažnosti, a tedy nelze uvést všeobecně platná pravidla. Informace, které jsou zde uvedeny, mají upozornit na nejdůležitější hlediska při volbě typu standardního ložiska, a tím umožnit správný výběr prostorové nároky*

- *zatížení*
- *nesouosost*
- *přesnost*
- *otáčky*
- *tichý chod*
- *tuhost*
- *axiální posuvnost*
- *montáž a demontáž*
- *těsnění.[9]*

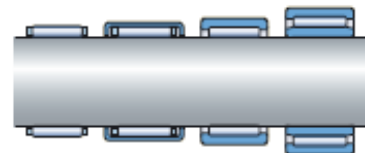
Co se týče nároků na prostor, až tak omezen nejsem. V mnoha případech jeden z hlavních rozměrů ložiska (především vnitřní průměr) závisí na konstrukci stroje a průměru hřídele. Pro uložení hřídelí malých průměrů jsou nejvíce používána kuličková ložiska, ale neméně vhodná jsou i jehlová ložiska (obr. 5.9). Pro hřídele větších průměrů lze volit válečková, kuželíková, soudečková a toroidní ložiska, avšak mohou být používána i kuličková ložiska (obr. 5.10). Je-li omezen prostor v radiálním směru, musí být zvolena ložiska s nízkým průřezem, např. ložiska řady 8 nebo 9. K tomuto účelu jsou neobyčejně vhodné jehlové klece, jehlová pouzdra a jehlová ložiska bez vnitřního kroužku nebo s vnitřním kroužkem (obr. 5.11), stejně jako některé řady kuličkových ložisek, kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem a válečkových, kuželíkových, soudečkových a toroidních ložisek.



Obrázek 5.9[9]



Obrázek 5.10[9]



Obrázek 5.11[9]

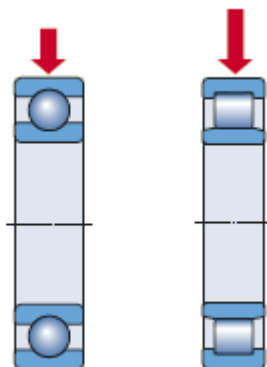
Pokud je prostor omezen v axiálním směru, lze vybírat z některých řad válečkových a kuličkových ložisek, která mohou přenášet radiální i kombinovaná zatížení

Dalším parametrem, v mém případě tím nejdůležitějším, který budu při volbě respektovat, je zatížení.

#### Velikost zatížení

Velikost zatížení je jedním z hledisek, která z pravidla určují velikost ložiska. V zásadě platí, že ložiska s čárovým stykem přenášejí vyšší zatížení než ložiska s bodovým stykem stejných rozměrů (obr. 5.12) a ložiska s plným počtem valivých těles mají větší únosnost, než odpovídající ložiska s klecí. Kuličková ložiska jsou většinou

určena pro malá a středně velká zatížení. Pro velká zatížení a hřídele velkých průměrů jsou zpravidla vhodnější ložiska s čárovým stykem.



**Obrázek 5.12 – Typy ložisek[9]**

### Směr zatížení

#### Radiální zatížení

Válečková ložiska typu NU a N, jehlová ložiska a toroidní ložiska přenášejí pouze radiální zatížení. Všechna ostatní radiální ložiska mohou přenášet kromě radiálního zatížení i určité axiální zatížení (“Kombinovaná zatížení”).

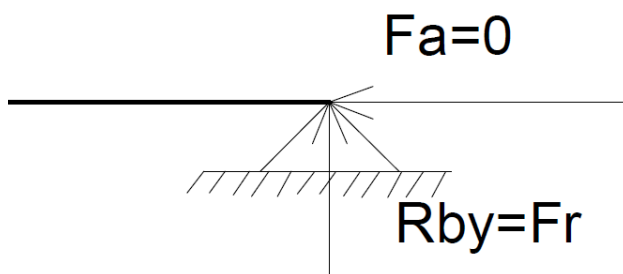
#### Axiální zatížení

Axiální kuličková ložiska a ložiska se čtyřbodovým stykem jsou vhodná pro přenášení malých a středně velkých čistě axiálních zatížení. Jednosměrná axiální kuličková ložiska mohou být zatěžována pouze v jednom směru, zatímco pro zatížení působící v obou směrech jsou určena obousměrná ložiska.

Já tedy zvolím válečkové ložisko s plným počtem valivých těles, dvouřadé. Toto ložisko bude schopno nejlépe přenášet vysoké radiální zatížení vyvozené předpětím a tahem lana. Další výhodou tohoto ložiska je jeho vysoká tuhost. K jeho slabinám patří nepříliš tichý chod, který ovšem v důlním prostředí není vyžadován, a také hůře zvládá vysoké otáčky. Já jej ovšem budu mít na hřídeli, který se bude otáčet rychlostí 39 otáček za minutu, což je dost pomalé.

### 3. Výpočet zatížení ložiska

V mém případě jsou obě ložiska zatížena stejně. Pokud by tomu tak nebylo, počítal bych s vyšším zatížením a na druhou stranu poté dal ložisko stejné.



Obrázek 5.13 - Zatížení ložiska

$$F_a = 0$$

$$F_r = R_{by} = 16710,5 \text{ N}$$

### 4. Výpočet ekvivalentního zatížení

Ekvivalentní zatížení respektuje fakt, že ložisko přenáší/nepřenáší současně radiální a axiální sílu.

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (5.36)$$

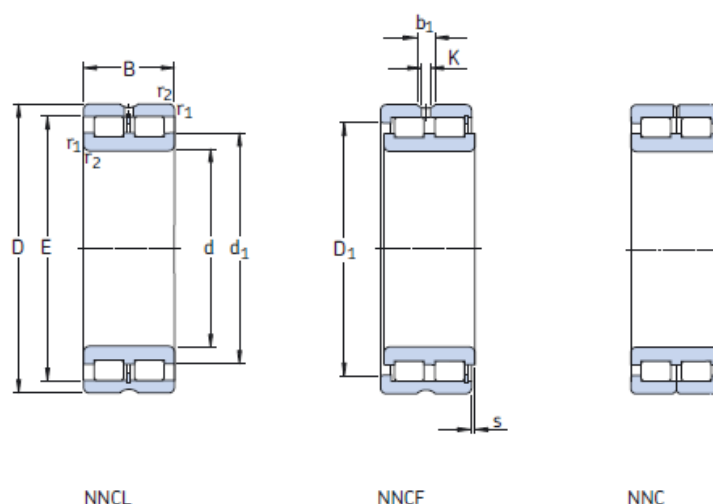
Pro dvouřadá válečková ložiska s plným počtem valivých těles se ekvivalentní zatížení přímo rovná radiální síle, pokud však platí vztah 5.37.

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,15 \quad (5.37)$$

$$\frac{0}{16710,5} \leq 0,15 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

$$P = F_r = 16710,5 \text{ N}$$

Proto volím dvouřadá válečkové ložisko s plným počtem valivých elementů označení: **NNCF 5012 CV**, z katalogu SKF z parametry které můžeme vidět v tabulce 5.5.



Obrázek 5.14 - Dvouřadá válečková ložiska s plným počtem valivých elementů[9]

Tabulka 5.5 - Katalog SKF válečková ložiska[9]

Hlavní rozměry			Únosnost		Mezní únavové zatížení $P_u$	Připustné otáčky		Hmot- nost	Označení
d	D	B	dyna- mická C	sta- tická $C_0$		Referenč- ní otáčky	Mezní otáčky		
mm			kN		kN	$\text{min}^{-1}$		kg	–
20	42	30	52,3	57	6,2	8 500	10 000	0,20	NNCF 5004 CV
25	47	30	59,4	71	7,65	7 000	9 000	0,23	NNCF 5005 CV
30	55	34	73,7	88	10	6 000	7 500	0,35	NNCF 5006 CV
35	62	36	89,7	112	12,9	5 300	6 700	0,46	NNCF 5007 CV
40	68	38	106	140	16,3	4 800	6 000	0,56	NNCF 5008 CV
45	75	40	112	156	18,3	4 300	5 300	0,71	NNCF 5009 CV
50	80	40	142	196	23,6	4 000	5 000	0,76	NNCF 5010 CV
55	90	46	190	280	34,5	3 400	4 300	1,16	NNCF 5011 CV
60	85	25	78,1	137	14,3	3 600	4 500	0,48	NNCF 4912 CV
	85	25	78,1	137	14,3	3 600	4 500	0,49	NNC 4912 CV
	85	25	78,1	137	14,3	3 600	4 500	0,47	NNCL 4912 CV
	95	46	198	300	36,5	3 400	4 000	1,24	NNCF 5012 CV
65	100	46	209	325	40	3 000	3 800	1,32	NNCF 5013 CV

## 5. Výpočet životnosti

Základní trvanlivost ložiska se podle ISO 281:1990 vypočítá ze vztahu 5.38

$$L_{10} = \left( \frac{C_l}{P_l} \right)^p \quad (5.38)$$

Pokud jsou otáčky (rychlost otáčení) konstantní, je vhodnější vypočítat trvanlivost v provozních hodinách podle vztahu 5.39.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left( \frac{C_l}{P_l} \right)^p \quad (5.39)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 37,35} \cdot \left( \frac{198}{16,7} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10h} = 1,7 \cdot 10^6 \text{ hod}$$

exponent rovnice trvanlivosti se dle [9] volí:

- 3 pro ložiska s bodovým stykem
- 10/3 pro ložiska s čárovým stykem

Trvanlivost ložiska bude tedy  $1,7 \cdot 10^6$  hodin. Tato hodnota je dosti vysoká a je zapříčiněna velkou tažnou silou lana v kombinaci s poměrně nízkými otáčkami třecího kotouče.

## 6 Návrh vratné stanice

Vratná stanice bude sloužit jako napínací. Z důvodu zachování minimálního poloměru ohybu lana bude stanice osazena stejným kotoučem jako poháněcí stanice, na kterém bude nutno vyvodit napínací sílu  $F_z$ .

$$F_z \geq 2 \cdot (F_0 - m_l \cdot g \cdot H) \quad (6.1)$$

$$F_z \geq 2 \cdot (15200 - 0,642 \cdot 9,81 \cdot 273,6)$$

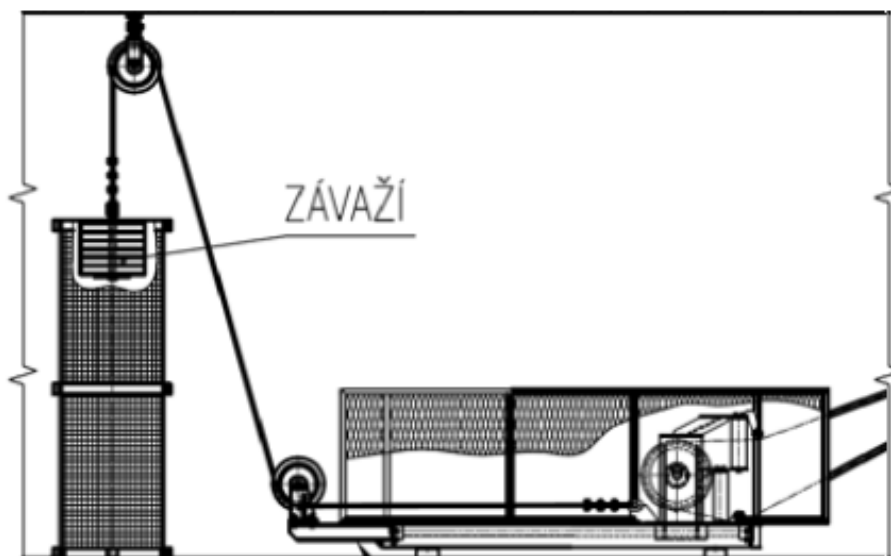
$$F_z \geq 26954 \text{ N}$$

Což odpovídá hmotnosti závaží  $m_z$ .

$$m_z = \frac{F_z}{g} \quad (6.2)$$

$$m_z = \frac{26954}{9,81}$$

$$m_z = 2748 \text{ kg}$$



Obrázek 6.1 – Vratná stanice

Závaží bude umístěno v bezpečnostní kleci (viz obrázek 6.1), která zamezí možnosti zranění. Závaží bude zavěšeno na ocelovém laně, použiji šestipramenné ocelové lano – STANDARD. Abych zjistil minimální průměr, vypočítám ze vztahu 6.3 potřebnou únosnost a z tabulky 6.1 vyberu lano s nejbližší vyšší únosností.



$$\sigma_{nl} = F_z \cdot k_{bl} \quad (6.3)$$

$$\sigma_{nl} = 26954 \cdot 3,1$$

$$\sigma_{nl} = 83557,4 \text{ N}$$

Jelikož se jedná o únosnost, volím bezpečnost vyšší. Je třeba rozlišovat mezi únosností lana a jeho nosností. Nosnost je maximální zatížení lana, které nesmí být překročeno a je závislé na stanoveném koeficientu bezpečnosti. Pokud používám lana např. ke zvedání břemen, musím již pracovat s tzv. bezpečnostním koeficientem, který jednoznačně určuje nosnost lana.

**Tabulka 6.1 – Výběr z katalogu ocelových lan[3]**

Průměr lana [mm ± 8 %]	Hmotnost [kg/m]	Jmenovitá únosnost lana [kN]
4	0,05	9,74
5	0,08	15,72
6	0,13	22,8
6,3	0,13	25,36
8	0,21	39,61
10	0,32	62,91
11,2	0,42	79,88
12	0,5	91,1
12,5	0,53	101,4
14	0,67	128,4
16	0,82	158,5
18	1,03	198,8
20	1,28	247,6

Hodnota je nejbližší lanu o průměru 12 mm, proto bude k přenosu napínací síly použito toto lano.

## 7 Závěr

Na začátku své práce jsem čtenáře seznámil s problematikou přepravy osob v důlním prostředí.

V další části rešerše jsem uvedl informace o přepravě osob v dolech ve Velké Británii, Rusku, Slovinsku a v Německu. Poté jsem popsal rozšířené druhy zařízení pro dopravu osob v úklonných trasách v podzemí, včetně zařízení pro podporu chůze, které jsem poté představil detailněji.

Další část byla výpočtová, v níž jsem nejdříve vypočetl dopravní výkon a zjistil, kolik osob je zařízení schopno za hodinu přepravit. Díky tomuto jsem pak byl schopen ze síly pro překonání odporů a síly potřebné k překonání dopravní výšky vypočíst obvodovou sílu na poháněcím kotouči. Z té bylo možné určit potřebný výkon motoru.

K výkonu motoru se pro porovnání dopočítávám také graficko-početní metodou, pomocí které jsem také zjistil tahy v různých místech lana. Obě metody a jejich výsledky poté porovnávám.

Poslední velkou kapitolou byl samotný návrh poháněcí stanice. V této kapitole nejprve zvolím pohon, který odpovídá směrnícím ATEX, o které také čtenářům sdělím několik informací. Pohon přenáší moment dále přes převodovku, kterou v kapitole zvolím a vyberu z katalogu. V katalogu ovšem nebyla převodovka s požadovaným převodovým poměrem, tudíž jsem ještě provedl drobné korekce průměru třetího kotouče který přenáší otáčky motoru na lano. V poslední části kapitoly navrhuji a zkontroluji hřídel, která přenáší kroutící moment a odolává ohybu vyvozeném napnutím lana. Kontroly byly počítány numericky a ověřeny pomocí výpočtu metodou konečných prvků v programu Inventor 2014. Hřídel je uložena na dvou ložiskách, které jsou taktéž v rámci práce navrženy a zkontrolovány.

Závěrem jsem navrhl ještě vratnou stanici, kde vypočítávám napínací sílu a potřebnou hmotnost závaží k vyvození této síly.

Uvažoval jsem ještě o dalších výpočtech, návrzích a výkresech, ovšem rozsah práce toho více neumožňoval, tudíž jsem se zaměřil na to, co jsem uznal za podstatné a důležité.

Závěrem bych rád poděkoval doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D a Ing. Petru Piskorzovi za cenné rady a vedení při zpracování diplomové práce.

## 8 Použité zdroje:

- [1] ČSN ISO 5048: 1993. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil.* Praha: Český normalizační institut, 1993. 16s.
- [2] VUT Brno *Průměrné hmotnosti* [online]. 2014 [cit. 2014-04-28]. Dostupné z: [http://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=43720](http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=43720)
- [3] 2TS *Vázací prostředky profí* [online]. 2014 [cit. 2014-04-28]. Dostupné z: <http://www.2ts.cz/zbozi/>
- [4] POLÁK, Jaromír, Aleš SLÍVA a Jiří PAVLISKA. *DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ I.* Ostrava, 2001. Skriptum. VŠB.
- [5] POLÁK, Jaromír, Aleš SLÍVA, Jiří PAVLISKA a Leopold HRABOVSKÝ. *DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ II.* Ostrava, 2003. Skriptum. VŠB.
- [6] Leinveber J., Vávra P. *Strojnické tabulky*(třetí doplněné vydání). Albra, Úvaly, 2006, ISBN 80 – 7361 – 033 – 7.
- [7] POLÁK, Jaromír a Aleš SLÍVA. *DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ III.* Ostrava, 2005. Skriptum. VŠB.
- [8] BOHÁČEK, F. *Části a mechanismy strojů II - Hřídele, tribologie, ložiska.* Brno: VUT Brno, 1987, 213 s., ISBN 55-581-87.
- [9] *Katalog ložisek SKF* [online]. 2014 [cit. 2014-04-28]. Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/katalog-lozisek-skf/>
- [10] POLÁK, Jaromír. *POŽADAVKY NA DOPRAVNÍ ZAŘÍZENÍ PŘI DOPRAVĚ OSOB V ÚKLONNÝCH TRASÁCH.* Ostrava, 2007. Zpráva. VŠB.
- [11] *Standardní motory AOM, AVM, AKM* [online]. 2014 [cit. 2014-04-28]. Dostupné z: <http://www1.siemens.cz/ad/current/?ctxnh=8f4b78230e&ctxp=home>
- [12] *Ostravsko-karvinské doly, a.s.* [online]. 2014 [cit. 2014-04-28]. Dostupné z: [www.okd.cz](http://www.okd.cz)
- [13] *KOEXPRO Ostrava* [online]. 2014 [cit. 2014-04-28]. Dostupné z: <http://www.koexpro.cz/new/koex/?lang=cz>

- [14] *Kuželočelní převodovky ATEX* [online]. 2014 [cit. 2014-04-28]. Dostupné z: <http://www.lenze.com/sk-sk/vyrobky/predchozi-vyrobky/prevodovky/kuzelocelni-prevodovka-atex/>

## 9 Seznam příloh

NÁZEV	OZNAČENÍ	FORMÁT
Výkres- Sestava	KAN0016-S1-A0	A0
Výkres- Vratná stanice	KAN0016-S2-A0	A0
Výkres- Podsestava baterie	KAN0016-S3-A1	A1
Výkres- Třecí kotouč	KAN0016-V5-A3	A3
Výkres- Hřídel	KAN0016-V6-A3	A3
Výkres- Upínač baterie	KAN0016-V7-A4	A4

### **Použitý software:**

Microsoft Office Word 2007

Autodesk Inventor 2014

Autodesk AutoCad 2014